

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra Energetiky

Tlakový systém parního kotle pro spalování komunálního odpadu
s vyššími parametry páry

A Pressure Steam Boiler System for Municipal Waste Combustion
with Higher Steam Parameters

Student:

Bc. Jan Skýba

Vedoucí:

doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2011

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Jan Skýba

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SKÝBA, J.. Využití Tlakový systém parního kotle pro spalování komunálního odpadu s vyššími parametry páry: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 70 s. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem alternativního řešení konstrukce přehříváku páry kotle pro spalování komunálního odpadu. V úvodu jsou popsány důvody zvyšování účinnosti energetických zařízení, je vysvětlena problematika prostupu tepla a popsány některé technologie, které pracují s vyšší účinností transformace primární energie obsažené v komunálních odpadech. V další části jsem popsal problematiku korozního napadení, která je hlavním limitujícím faktorem při zvyšování parametrů páry. Nakonec jsem uvedl tepelný výpočet, jehož cílem bylo určit velikost alternativního přehříváku páry. V závěru jsem porovnal původní variantu a mnou navrženou alternativu.

ANNOTATION OF THESIS

SKÝBA, J. A Pressure Steam Boiler System for Municipal Waste Combustion with Higher Steam Parameters: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of energy engineering, 2011, 70 pages, Thesis head: Vilimec, L.

Master thesis describes the design of alternative construction of steam superheater for municipal waste combustion steam boiler. The introduction deals with the reasons for increasing the efficiency of energy facilities, explains problems of heat transfer and describes some of the technologies that transform primary energy contained in municipal wastes with higher efficiency. In the next section I described the problem of corrosion which is the main limiting factor in increasing steam parameters. Finally I made heat calculation in order to determine the size of an alternative steam superheater. In the end I compared the original solution and my designed alternative solution.

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Ladislavu Vilimcovi za odborné vedení diplomové práce, za cenné rady a připomínky. Také bych rád poděkoval své rodině za vyjádřenou podporu při studiu a zpracovávání diplomové práce.

Obsah

0.	Úvod.....	11
1.	Účinnost energetického zařízení	11
1.1.	Zdroje energie, rozdělení, účinnost.....	11
1.2.	Účinnost kotle	13
1.3.	Účinnost Rankin-Clausiova cyklu	14
1.4.	Energetická účinnost.....	15
2.	Teorie přenosu tepla.....	16
2.1.	Přenos tepla vedením	17
2.2.	Sdílení tepla konvekcí.....	18
2.3.	Přestup tepla sáláním	19
2.4.	Součinitel prostupu tepla	21
3.	Konstrukce kotlů pro spalování komunálního odpadu	22
3.1.	Tlakový systém kotle	22
3.2.	Typy spalovacích zařízení	22
3.3.	Konstrukce tlakového systému	24
3.4.	Energetická zařízení s vyšší účinností transformace energie.....	26
4.	Materiály, koroze, ochrana proti korozi.....	30
4.1.	Koroze tlakového celku	30
4.2.	Konstrukční materiály.....	31
4.3.	Ochranné povlaky a nástříky	32
4.4.	Provozní zkoušky.....	33
5.	Kotel s vyššími parametry páry	35
6.	Tepelné výpočty.....	37
6.1.	Výpočtové parametry.....	37
6.2.	Tepelný diagram roštu	39
6.3.	Stechiometrie spalování.....	40
7.	Alternativní přehřívák páry.....	44
7.1.	Fyzikální vlastnosti spalin	44
7.2.	Fyzikální vlastnosti páry.....	45
7.3.	Bezrozměrná kritéria.....	46

7.4.	Přestup tepla sáláním ze spalin	47
7.4.1.	Stupeň černosti	47
7.5.	Součinitel zanesení výhřevné plochy	49
7.6.	Součinitel prostupu tepla.....	49
7.7.	Velikost teplosměnné plochy	51
8.	Zhodnocení.....	57
9.	Literatura.....	58
10.	Přílohy.....	60

Seznam použitých značek

Symbol	Jednotka	Popis
Ar	1	Archimédovo kritérium
BMCR		Boiler maximum capacity rating
c_p	$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita
d_{ekv}	m	Ekvivalentní průměr
EES		Engineering Equation Solver
Ga	1	Galileovo kritérium
Gr	1	Grashofovo kritérium
h	kJ.kg^{-1}	Entalpie
k	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
MeS		Membránová stěna
Nu	1	Nusseltovo kritérium
$O_{\text{O}_2,\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah kyslíku
$O_{\text{VS},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah suchého vzduchu
$O_{\text{VV},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah vlhkého vzduchu
$O_{\text{VV},\text{H}_2\text{O},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah vody ve vzduchu
$O_{\text{SS},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah suchých spalin
$O_{\text{SV},\text{H}_2\text{O},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah vody ve spalinách
$O_{\text{SV},\text{min}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Stechiometrický obsah vlhkých spalin
O_{VS}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Skutečný obsah suchého vzduchu
O_{VV}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Skutečný obsah vlhkého vzduchu
O_{SS}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Skutečný obsah suchých spalin
O_{SV}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Skutečný obsah vlhkých spalin
O_{CO_2}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Obsah CO_2 ve spalinách
O_{SO_2}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Obsah SO_2 ve spalinách
O_{N_2}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Obsah N_2 ve spalinách
O_{O_2}	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Obsah O_2 ve spalinách
$O_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{m}_\text{N}^3.\text{kg}^{-1}$	Obsah H_2O ve spalinách

P2		Přehřívák páry 2
P3		Přehřívák páry 3
PP2		Přehřívák páry 2
PP3		Přehřívák páry 3
q	W.m^{-2}	Měrný tepelný tok
Q	W	Tepelný výkon
Pr	1	Prandtlovo kritérium
Re	1	Reynoldsovo kritérium
S	m^2	Plocha
t	$^{\circ}\text{C}$	Teplota
T	K	Termodynamická teplota
TKO		Tuhé komunální odpady
VPE		Vítkovice Power Engineering
w	m.s^{-1}	Rychlost
α	$\text{W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
α	1	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
γ	K^{-1}	Součinitel objemové roztažnosti
ε	1	Emisivita tělesa
η	1	Účinnost energetického zařízení
η_e	1	Energetická účinnost
η_{RC}	1	Účinnost Rankin-Clausiova cyklu
χ_v	1	Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti
μ	Pa.s	Dynamická viskozita
ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	Kinematická viskozita
σ		Stefan-Boltzmanova konstanta
ρ	kg.m^{-3}	Hustota
ω	%	Koncentrace složky ve spalínách

0. Úvod

Rostoucí počet obyvatel a zvyšování životní úrovně má za následek zvýšení produkce komunálních odpadů (dále jen KO). Jedna z cest jak snížit jejich celkový objem je energetické využívání odpadů ve spalovnách. Ty jednak využívají energetický potenciál odpadů (transformují primární energii obsaženou v odpadu) a také při správném vedení spalovacího procesu a následném čištění spalin dochází k likvidaci a odloučení nebezpečných látek. Zároveň se spálením odpadu snižuje objem ukládaný na skládkách KO.

Parní kotel (dále jen kotel) je zařízení, které slouží k výrobě páry o tlaku vyšším, než je tlak atmosférický. Kotel se skládá ze spalovacího zařízení (ohniště, palivové hospodářství, odpadové hospodářství, přívod a úprava spalovacího vzduchu) a tlakového systému (ekonomizér, výparník, přehřívák, přehříváky). Jedním z nejdůležitějších parametrů kotle je jeho účinnost transformace energie. Vyšší účinnost totiž znamená nižší spotřebu paliva v energetických zařízeních při stejném výkonu a také nižší emise škodlivin vypouštěných do atmosféry. Při spalování TKO se při vyšší účinnosti vyrobí ze stejného množství TKO více páry a elektřiny, čímž se sníží výroba elektřiny u klasických elektráren, v důsledku čehož se sníží spotřeba uhlí a sníží se emise škodlivin z těchto zdrojů.

V diplomové práci se budu zabývat návrhem přehříváku páry s vyššími parametry páry pro koncepci spalovny komunálního odpadu v provedení firmy Vítkovice Power Engineering. Přehřívák bude navržen tak, aby byl schopen odolávat korozivním účinkům po dostatečně dlouhou dobu a jeho provoz byl ekonomický.

1. Účinnost energetického zařízení

1.1. Zdroje energie, rozdělení, účinnost

Spolu se zvyšujícím se požadavkem společnosti na dodávky energie je třeba začít přemýšlet jak dostatečně tuto potřebu pokrýt. Velké zdroje jako jsou jaderné elektrárny a zařízení využívající nadkritické parametry, které spalují tuhá paliva, jsou schopny pokrýt dostatečně potřebu elektrické energie. Nicméně tyto zdroje pracují nejlépe v ustáleném režimu, a nejsou tudíž vhodné k regulaci elektrické sítě. Jejich další nevýhodou je, že

obecně nezajišťují dodávku tepla, s dodávkou tepla lze uvažovat pouze lokálně. Jako lokální zdroje pro dodávku tepla se proto používají teplárenské jednotky menších výkonů. Při výběru paliva je důležité brát v potaz několik kritérií. Jako první je dostupnost paliva. Z hlediska efektivnosti využití paliva a nákladů na dopravu je vhodné stavět energetické jednotky blízko zdroje paliva, protože s rostoucí vzdáleností roste i energie potřebná na dopravu paliva.

Dalším kritériem je ekonomika provozu. Je možné postavit jednotku s kombinovaným Braytonovým cyklem, ale pořizovací a provozní náklady mohou být tak vysoké, že takovýto energetický zdroj pak činí tuto technologii jako nevyhovující. Jako vhodné se proto pro teplárenské zdroje jeví zařízení pro energetické využívání tuhého komunálního odpadu. Při energetickém využívání tuhého komunálního odpadu (dále jen TKO) dochází k redukci jeho objemu, čímž se zmenší množství ukládané na skládkách, dále je možno zařazením vhodného čištění produktů po spalování zmenšit množství vypouštěných škodlivin do ovzduší. Jako jedna z variant je následné využití škváry jako suroviny pro další použití.

Prioritou při spalování TKO je spálení veškerého odpadu, proces se tedy neřídí podle aktuální potřeby energie. Vyrobenou energii však musím nějakým způsobem odebrat. Energetické jednotky využívající TKO se dle [1] dělí podle hlavního druhu výstupní energie na:

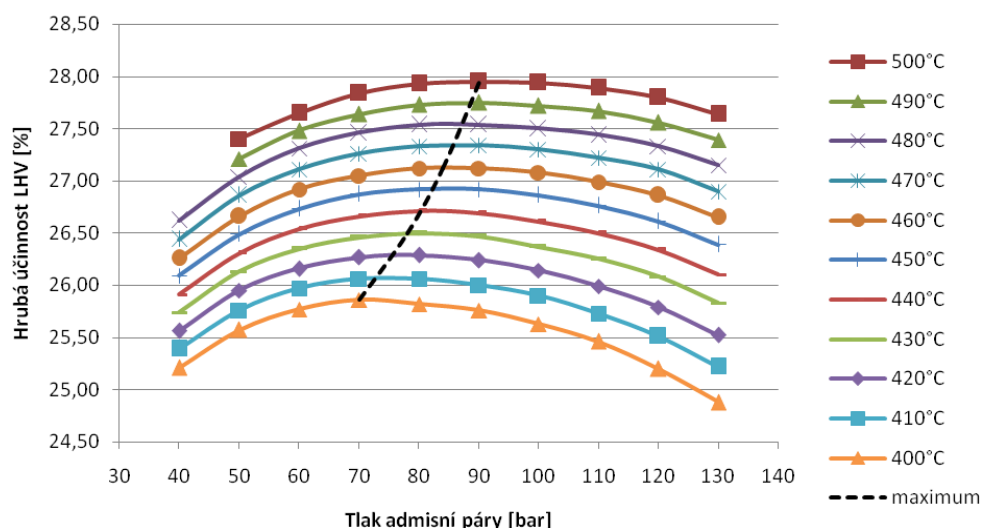
výtopny – slouží jako zdroj pro dodávky tepla, účinnost transformace je
cca 64%

elektrárny – dodávají hlavně elektrickou energii, účinnost se pohybuje kolem
20%

teplárny – kombinovaná výroby elektrické energie a tepla, pracují
s průměrnou účinností 43%

Samotné teplárny lze rozdělit ještě podle typu parní turbíny, která může být v provedení jako protitlaká parní turbína, nebo kondenzační odběrová turbíny. Protitlaká parní turbína má provázanou výrobu elektrické a tepelné energie a jejich poměr nelze měnit. V našich klimatických podmínkách to znamená, že je nutné mimo topnou sezónu snížit celkovou produkci (pokud není zajištěn odběr tepla jinak), a tudíž snížit celkové množství spáleného TKO. To je v rozporu s hlavní prioritou energetických jednotek využívajících TKO, která je spálit veškerý odpad. Výhody protitlaké parní turbíny jsou vyšší celková účinnost a možnosti dodávek tepla v páře i horké vodě.

Kondenzační odběrová parní turbína má tu výhodu, že může do určité míry měnit poměr vyrobeného tepla a elektrické energie. Toho se dosáhne zařazením odběru páry za prvními stupni turbíny. Pára má zde dostatečnou teplotu a tlak, a je tedy vhodná k použití v teplárenské části. Pokud se sníží potřeba tepla, pára se neodebírá a prochází celou turbínou, čímž se zvyšuje produkce elektrické energie. Kondenzační odběrová turbína pracuje s nižšími parametry páry, a proto dosahuje menší celkové účinnosti. Celková účinnost transformace primární energie TKO je závislá na dosažené účinnosti výroby elektrické energie. Její zvýšení lze realizovat pouze zvýšením parametrů přehřáté páry, jak je znázorněno na obr. 1-1.



Obr. 1-1. Vliv parametrů páry na elektrické účinnosti [2]

1.2. Účinnost kotle

Účinnost kotle bývá velmi často jedním z garantovaných parametrů, které musí výrobce dodržet. Rozlišuje se tzv. hrubá účinnost a čistá účinnost. Pod hrubou účinností patří pouze veškeré tepelné ztráty kotle, kdežto do čisté je započítána i vlastní spotřeba pomocných zařízení kotle.

Stanovení účinnosti kotle lze provést dvěma způsoby. Buď je to přímou metodou, kdy jsou porovnány získaná a dodaná energie, nebo nepřímou metodou, kdy jsou stanoveny veškeré ztráty. Přímá metoda se při spalování tuhých paliv nevyužívá, neboť je poměrně problematické určit, jaké množství v daný okamžik dodáváme do kotle a jakou má

výhřevnost. Proměnlivá výhřevnost je asi největším problémem při spalování KO. Její hodnota se může pohybovat v závislosti na složení od 8 MJ/kg až do 13,5 MJ/kg.

Nepřímý způsob stanovení výhřevnosti se obvykle podle [3] vyjadřuje jako poměr rozdílu veškeré přivedené energie z vnějšku do kotle a úhrnu ztrát energie v parním kotli, k úhrnu veškeré přivedené energie z vnějšku, nebo jako rozdíl jedna a poměru ztrát k příkonu.

$$\eta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} \quad [1] \quad 1.1$$

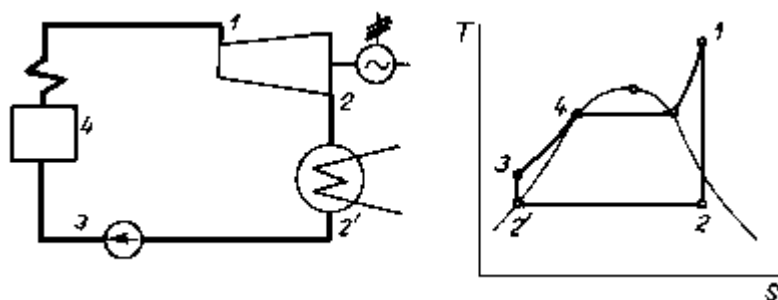
$$\eta = 1 - \frac{Q_C + Q_{CO} + Q_{POP} + Q_{STR} + Q_{SV} + Q_{recSV} + Q_{sal} + Q_{ch}}{Q_1^r + Q_{pal} + Q_{POV} + Q_{recSV}} \quad [1] \quad 1.2$$

Tepelné ztráty v kotli jsou tvořeny ztrátou hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování Q_C , ztrátou fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování Q_{POP} , Q_{STR} , ztrátou hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem) Q_{CO} , ztrátou fyzickým teplem spalin (komínová ztráta) $Q_{SV} + Q_{recSV}$, ztrátou sdílením tepla do okolí Q_{sal} a ztrátou chlazením pomocných zařízení Q_{ch} .

Celý jmenovatel zlomku v rovnici 1.2 představuje redukovanou výhřevnost, která je definována jako součet měrných tepel vstupujících do soustavy. Redukovanou výhřevnost tvoří fyzické teplo paliva Q_{pal} , fyzické teplo spalovacího vzduchu ohřátého v parním ohříváku vzduchu Q_{POV} a fyzické teplo recirkulovaných spalin Q_{recSV} .

1.3. Účinnost Rankin-Clausiova cyklu

Rankin-Clausiovův tepelný oběh je jedním z nejrozšířenějších v energetice. Parní kotel je v tomto oběhu pouze jedním z mnoha na sebe navazujících energetických zařízení. Účinnost tohoto oběhu je určena jako práce získaná na turbíně k přivedené energii. V té nejjednodušší podobě ji lze určit podle obr. 1-2 jako poměr rozdílu entalpického spádu na turbíně k rozdílu entalpie admisní páry a entalpie napájecí vody.



Obr. 1-2. Schéma Rankin-Clausiova oběhu

Celková účinnost je pak vyjádřena vztahem:

$$\eta_{RC} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} \quad [1] \quad 1.3$$

Z tohoto vztahu plyne, že jedním ze způsobů jak zvýšit účinnost celého cyklu, je zvýšení parametrů admisní páry. Tedy zvýšení tlaku a teploty. V současnosti se ustálily parametry páry u kotlů spalujících KO na 400 °C a 40 barů. Při teplotě stěny vyšší než 450 °C má korozní napadení již vysokou intenzitu a životnost tlakového celku je tak velmi zkrácena.

Zásah do oběhu s cílem zvýšit jeho účinnost se nazývá carnotizace oběhu. Kromě zvyšování parametrů páry jsou dalšími možnostmi přehřívání páry, snížení teploty v kondenzátoru a zařazení regeneračních ohříváků.

1.4. Energetická účinnost

Předem je třeba zdůraznit, že se nejedná o klasickou účinnost, která bývá definována jako míra transformace energie. Energetická účinnost (např. dle [4],[5]) slouží k posouzení výroby a využití energie ve spalovnách komunálního odpadu. Porovnává veškeré energetické vstupy a výstupy do procesu. Jedná se o kritérium, které rozděluje provozy spalující odpady na zařízení k využívání odpadů a zařízení k odstraňování odpadů. Dělicí hodnota, kdy se již jedná o zařízení pro spalování pevných komunálních odpadů, musí být vyšší než 0,65. U starších provozů to byla hodnota 0,6. Energetická účinnost, nebo též kritérium pro hodnocení spaloven komunálního odpadu, se stanoví takto:

$$\eta_e = \left[\frac{E_p - (E_f + E_i)}{0,97 \cdot (E_w + E_f)} \right] \quad [1] \quad 1.4$$

kde:	E_p	...	Roční množství vyrobené energie ve formě tepla nebo elektřiny. Stanovuje se tak, že se energie ve formě elektřiny vynásobí faktorem 2,6 a teplo vyrobené pro komerční využití se násobí faktorem 1,1.
	E_f	...	Roční energetický vstup do systému z paliv přispívajících k výrobě páry
	E_w	...	Roční množství energie obsažené ve zpracovávaných odpadech s použitím výhřevnosti odpadu.
	E_i	...	Roční dodaná energie s výjimkou E_w a E_f .
	0,97	...	Činitel k započtení energetických ztrát v důsledku vzniklého popela a vyzařování.

2. Teorie přenosu tepla

Ke sdílení energie mezi dvěma soustavami (dle [6]) dochází třemi základními způsoby. Jedná se o přenos tepla vedením, prouděním a zářením. V reálných případech nastává kombinace všech těchto druhů. Úlohy z přenosu tepla je dále možno rozdělit na stacionární a nestacionární. Jako stacionární se označuje úloha, kdy je teplotní pole v ustáleném stavu a nemění se v čase. Nestacionární teplotní pole se vyznačuje měnícími se teplotami v čase (např. když dojde k náhlému nárůstu teploty). V následujících kapitolách budou popsány jednotlivé děje.

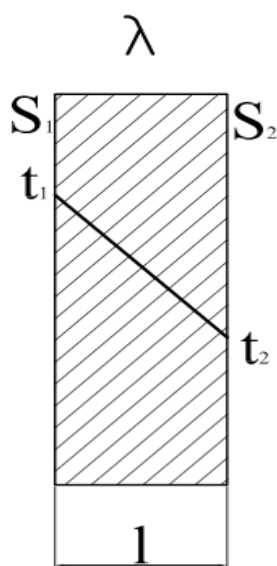
2.1. Přenos tepla vedením

Princip přenosu tepla vedením spočívá ve vzájemné interakci mezi sousedícími částicemi látky ve směru klesající teploty. Tento proces je definován Fourierovým zákonem, který určuje vztah mezi teplotním rozdílem a hustotou tepelného toku dle následujícího vztahu:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad 2.1$$

Pro rovinnou homogenní stěnu (viz obrázek 2-1), která má ustáleny teploty povrchů, má Fourierův zákon následující podobu:

$$Q = \lambda \cdot (t_1 - t_2) \cdot S \quad [\text{W}] \quad 2.2$$



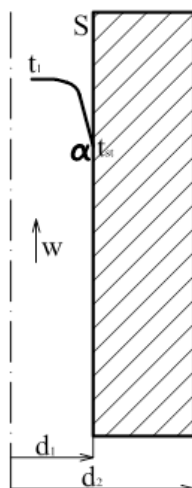
Obr. 2-1. Prostup tepla rovinnou válcovou stěnou

Koeficient $\lambda \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti. Je proměnlivý pro různé látky a také je závislý na teplotě. Hodnoty součinitele tepelné vodivosti bývají uvedeny buď v tabulkách, nebo formou vztahu v závislosti na teplotě.

2.2. Sdílení tepla konvekci

Sdílení tepla konvekci bývá také označováno jako přestup tepla. Může nastat pouze na rozhraní pevné látky a tekutiny. Přestup tepla se řídí Newtonovou rovnicí, která definuje tepelný tok jako:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot S \quad [W] \quad 2.3$$



Obr. 2-2. Přestup tepla konvekci

Součinitel prostupu tepla $\alpha \left[W \cdot m^{-2} K^{-1} \right]$ je závislý na několika vlivech. Jedná se o fyzikální vlastnosti tekutiny, jako jsou kinematická a dynamická viskozita, měrná tepelná kapacita, hustota a dalších. Tvar obtékaného tělesa, případně jeho uspořádání má také určitý vliv. V neposlední řadě určuje hodnotu prostupu tepla typ proudění, tedy jestli se jedná o laminární, turbulentní nebo přechodové proudění.

Výpočet sdílení tepla konvekci se odvíjí od několika kritérií. První odlišnosti nastává, pokud dochází během procesu ke změně fáze tekutiny. Nejčastěji se však řeší úlohy bez změny fáze. Ty se pak dále dělí na volnou konvekci a vynucenou konvekci, případně na proudění uvnitř potrubí, nebo obtékání tělesa.

Velké množství v praxi využívaných vztahů jsou empirické vztahy. Tyto vztahy jsou získány měřením v laboratorních podmínkách a mohou se mírně lišit v závislosti na naměřených hodnotách v jednotlivých laboratořích. Výsledný vztah pak má (dle [7]) podobu závislosti několika bezrozměrných kritérií podobnosti, které jsou:

Nusseltovo kritérium:	$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	[1]	2.4
Archimédovo kritérium:	$Ar = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$	[1]	2.5
Reynoldsovo kritérium:	$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$	[1]	2.6
Galileovo kritérium:	$Ga = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2}$	[1]	2.7
Prandtlovo kritérium:	$Pr = \frac{\nu}{a}$	[1]	2.8
Grashofovo kritérium:	$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t$	[1]	2.9

Pro případ vynucené konvekce uvnitř trubky a turbulentní proudění uvádí [7] vztah pro určení Nusseltova kritéria:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \varepsilon_R \varepsilon_L \quad [1] \quad 2.10$$

V tomto vztahu se vyskytuje opravný součinitel na neizotermické proudění ε_t [1], opravný součinitel pro krátké trubky ε_L [1] a opravný součinitel pro oblouky ε_R [1]:

2.3. Přestup tepla sáláním

Přenos tepla mezi dvěma místy může být realizován i bez hmotného prostředí. Děje se tak elektromagnetickým zářením. Tepelné záření ze zářiče je definováno např. dle [7],[8] Stefan-Boltzmannovým zákonem, kterým je v ideálním případě černé těleso:

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}] \quad 2.11$$

Takto můžeme stanovit tepelný tok pouze, pokud veškerý vysálaný tepelný tok je pohlcen. Tedy poměr vysálaného a pohlceného tepla je roven jedné. Je to dáno tím, že absorpce černého tělesa je $a=1$. V reálné situaci však neuvažujeme černé těleso, ale šedé těleso. V tomto případě již není veškerá tepelná energie pohlcena, ale část je odražena a vysílána zpět. K tomuto odrazu dochází několikrát tam a zpět mezi dvěma povrchy.

Záření dokonale černého tělesa se řídí několika zákony. Planckův zákon vyjadřuje závislost intenzity záření v závislosti na vlnové délce a absolutní teplotě ([6],[8]). Pak je to

Wienův posouvací zákon, který říká, že maximum intenzity záření má s rostoucí teplotou kratší vlnovou délku. Nakonec Lambertův zákon, který popisuje změnu intenzity záření s rostoucím úhlem osálení.

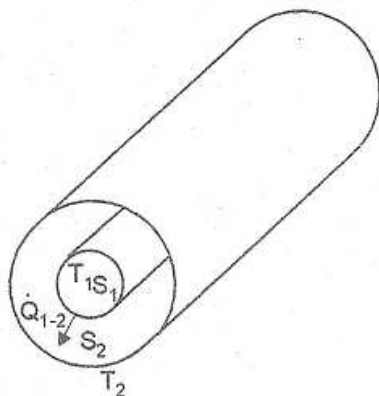
Záření skutečných těles se vyznačují několika odchylkami od základních zákonů záření. Jednak je množství vyzářené a pohlcené energie o něco menší, intenzita záření neodpovídá Planckovu zákonu (vyznačuje se selektivním zářením) a neřídí se přesně Lambertovým zákonem.

Stefan-Boltzmannův zákon je pak pro sálání mezi dvěma povrchy (Obr. 2-3.) upraven do podoby:

$$Q_{1-2} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad 2.12$$

Koeficient ε [1] se nazývá emisivita (poměrná zářivost), je určena vlastnostmi obou povrchů a pro dva soustředné válce se jeho hodnota stanoví:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{S_1} + \frac{S_1}{S_2} \cdot \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \quad [1] \quad 2.13$$



Obr. 2-3. Sálání mezi dvěma soustřednými válci [8]

Zvláštním případem je záření plynů a par. Většina jednoatomových a dvouatomových plynů jsou dokonale propustné, tedy jejich emisivita je nulová. Pro praktické výpočty má pak význam sálání víceatomových plynů, zejména pak oxidu uhličitého a vodní páry. Při výpočtu je třeba upravit Stefan-Boltzmannův zákon, který je pak ve tvaru:

$$Q_p = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot T_p^4 \quad [1] \quad 2.14$$

Emisní součinitel plynu ε_p [1] je závislý zejména na parciálním tlaku a také na účinné sálové tloušťce vrstvy.

2.4. Součinitel prostupu tepla

Při návrhu konstrukce kotle se uvažuje sdílení tepla ze spalín do pracovní látky, tedy páry, případně do spalovacího vzduchu. Na straně spalín je přestup tepla realizován prouděním a v prvních tazích kotle, kde je ještě teplota dostatečně vysoká, také sáláním. Ve výpočtech se vliv konvekce i sálání zahrnuje do jednoho součinitele přestupu tepla α $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$, který se určí dle rovnice 2.15 (viz [9]). Na straně páry se pak předpokládá pouze přestup tepla konvekcí. Prostup tepla stěnou trubky, případně nánosy na ní, je uskutečněno kondukcí.

$$\alpha = \alpha_{sal} + \omega \cdot \alpha_{kon} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 2.15$$

Součinitel prostupu tepla nám charakterizuje výsledné poměry při sdílení tepla. Zahrnuje do sebe všechny uvažované způsoby prostupu tepla (sálání, konvekci, vedení). Lze jej určit několika způsoby. Jako základní se uvádí vztahy 2.16 pro rovinnou stěnu a 2.17 pro válcovou stěnu.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 2.16$$

$$k = \frac{1/D}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{d_i}{d_{i-1}}\right) + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 2.17$$

V technické praxi se pak užívá zjednodušených vztahů pro jednotlivé teplosměnné plochy. Podle [9] je třeba možno určit součinitel prostupu tepla pro přehříváky jako:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_{sp}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 2.18$$

V této rovnici se objevuje součinitel zanesení teplosměnné plochy ε $[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$, dále součinitel přestupu tepla ze spalín α_s $[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$ a z páry α_p $[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$.

Ve své práci jsem použil pro stanovení prostupu tepla vztahu 2.16. Během výpočtu se ukázalo, že vztah 2.18 není příliš vhodný pro následné stanovení průběhu teplot v trubce.

3. Konstrukce kotlů pro spalování komunálního odpadu

3.1. Tlakový systém kotle

Parní kotel pro klasické uhelné elektrárny je určen těmito hlavními parametry [10]:

- jmenovitý výkon kotle, který musí být dodáván trvale při dodržení jmenovitých hodnot základních parametrů
- jmenovitý tlak páry za kotlem v místě připojení (může být dohodnuto)
- jmenovitá teplota přehřáté páry v místě připojení
- jmenovitá teplota napájecí vody
- nejvyšší tlak přehřáté páry, při kterém dochází k otevření pojistného ventilu
- nejvyšší teplota přehřáté páry, dána kladnou regulační odchylkou
- maximální výkon, při němž nemusí být dodrženy parametry páry a zařízení nemůže při tomto výkonu pracovat po delší dobu
- konstrukční tlak páry
- BMCR je maximální výkon při parametrech jiných než jmenovitých

Pro kotle spalující TKO je rozhodující tepelný výkon spalovacího zařízení, udává se spalovacím diagramem roštu (viz kapitola 6.2 tepelný diagram roštu). Prioritou při spalování TKO je spálení přivezeného množství odpadu a parní výkon tedy nepatří mezi zadané parametry – spalovací proces se neřídí podle parního výkonu. Z výše uvedených hlavních parametrů tedy vypadne jmenovitý výkon, maximální výkon a BMCR.

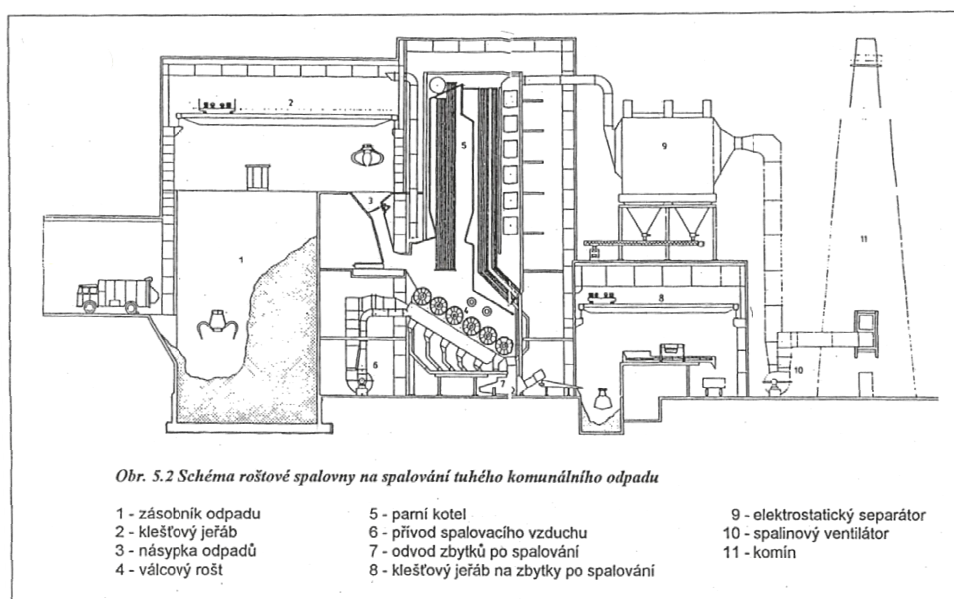
3.2. Typy spalovacích zařízení

Pro spalování komunálních odpadů připadá v úvahu několik variant spalovacích zařízení. Jako naprosto nevhodné se jeví prášková ohniště, která vyžadují úpravu paliva na

velmi jemný prach, čehož u odpadu nelze dosáhnout. Jako příklad jsem uvedl tři nejpoužívanější typy [11].

Roštové spalovny

Patří mezi nejrozšířenější typy spaloven komunálního odpadu. Celá spalovna se skládá z podávacího zařízení, spalovacího roštu, výsypky popele, systému přívodu spalovacího vzduchu, spalovací komory, pomocných hořáků a dalších pomocných zařízení. Schéma spalovny TKO s roštovým ohništěm je na obrázku 3-1.



Obr. 3-1. Roštová spalovna [11]

Rotační pec

Pec je tvořena válcovou nádobou nakloněnou podél vodorovné osy. Lze v nich spalovat veškeré druhy odpadů, tuhé, kapalné i plynné. Je zaručena dlouhá doba zdržení mezi 30-90 minut.

Fluidní ohniště

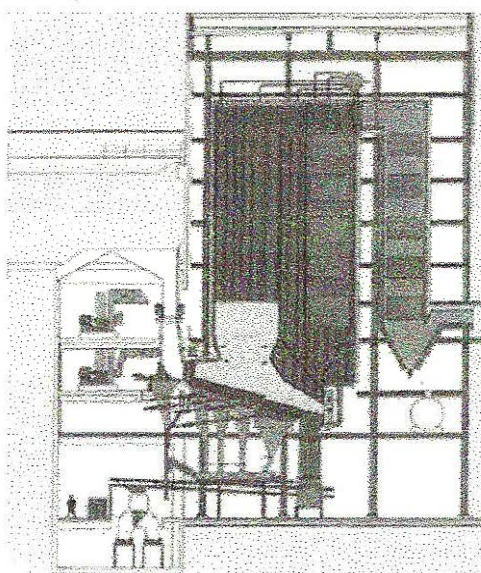
Používají se ke spalování rozptýlených odpadů, např. paliva z odpadů a čistírenských kalů. Spalovna s fluidním ložem je izolovaná spalovací komora ve tvaru vertikálního válce. Ve spodní části se nachází vzduchem nadnášený inertní materiál, do kterého se shora nebo ze strany přivádí odpad.

3.3. Konstrukce tlakového systému

K přenosu tepla v kotli dochází na dvou hlavních principech a to radiací a konvekcí. Radiační přenos tepla probíhá především za vysokých teplot, které se vyskytují za ohništěm. Zde se nachází tzv. radiační tah, který bývá proveden jako prázdný a který musí zajistit potřebné vychlazení spalin na teplotu vhodnou pro umístění hustých svazkových přehříváků. Tato teplota bývá obvykle 600°C a menší. Běžně bývají instalovány dva nebo tři prázdné vertikální tahy s průtokem spalin obráceným o 180 °. Další částí kotle jsou konvekční. V ní se nachází samotné vyměníky tepla. K přenosu tepla dochází konvekcí, která probíhá nejlépe při příčném proudění.

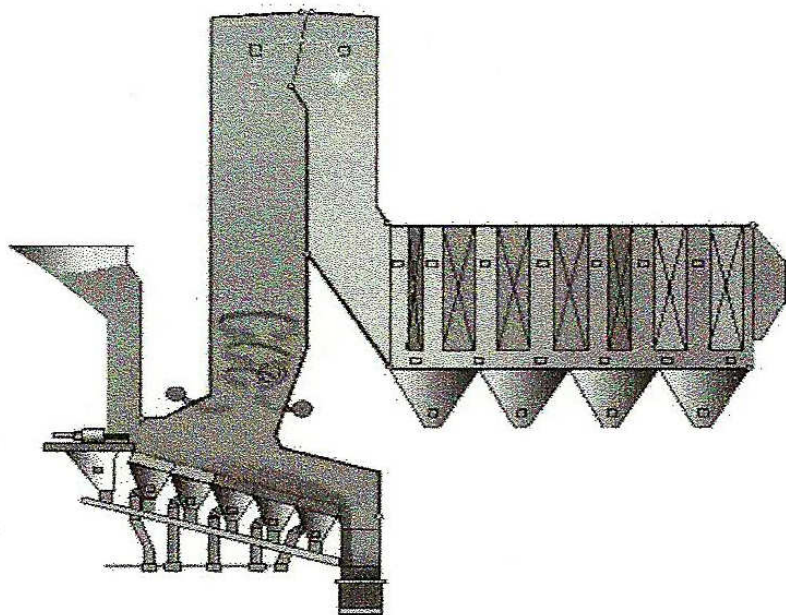
Jednotlivé teplosměnné plochy kotle mohou být uspořádány v konvekční části kotle takto [12]:

- a) svazky horizontálně umístěné ve vertikálním tahu kotle (vertikální kotel), obr. 3-2
 - vyznačuje se menšími půdorysnými nároky, vycházejí levněji, aktuálně se používají u asanačních projektů, tam kde není možné měnit daný dispozitiv
 - při provozu není nutné uvažovat časté čištění díky vlastnostem úletového popílku, který netvoří nápeky či nálepy



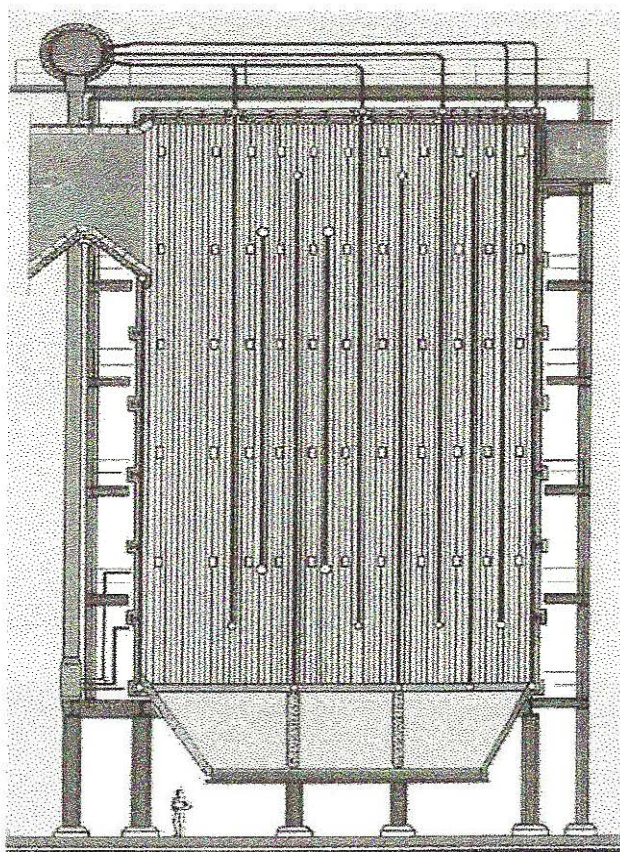
Obr. 3-2. Vertikální kotel pro energetické využívání odpadů s integrovaným roštem [12]

- b) svazky vertikálně umístěné v horizontálním tahu kotle (horizontální kotel), obr 3-3.
- v posledním tahu, který je horizontální, jsou umístěné volně visící trubky teplosměnných ploch, což umožňuje účinné vibrační čištění od usazeného popílku (zavedením dynamického impulzu)
 - důležitým parametrem je rychlost proudících spalin (přenos tepla, gravitační odlučování popílku), určuje celkové rozměry a cenu kotle



Obr. 3-3. Horizontální kotel s dvěma prázdnými tahy a integrovaným roštem [12]

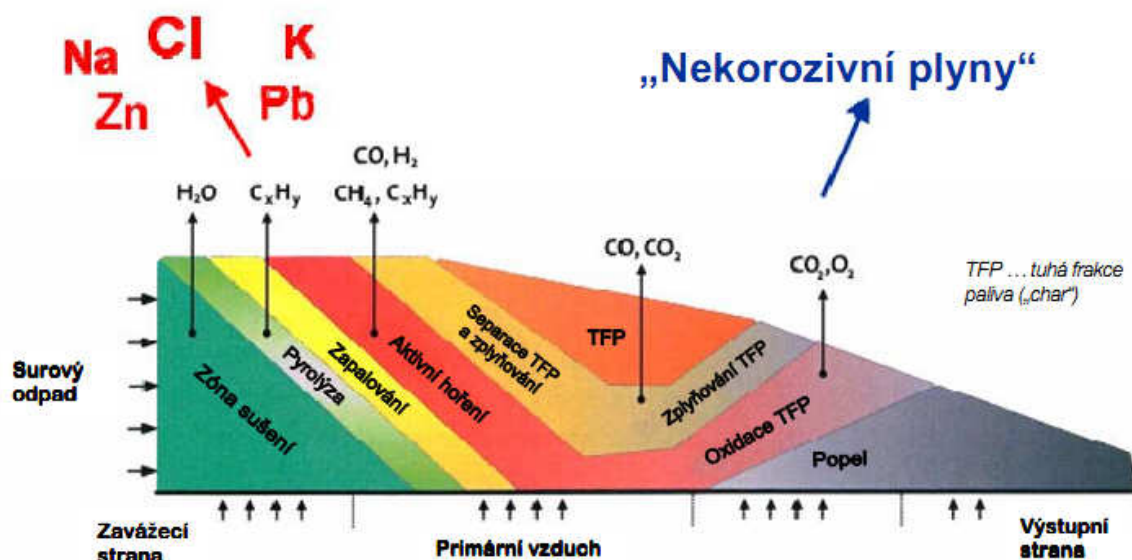
- c) „prázdné šoty“ – kotel s prázdným tahem (šotový kotel), obr 3-4.
- vyznačuje se řadou svislých prázdných tahů (šoty) s vertikálním proudem spalin
 - používají se v případě výskytu popelovin s nízkou teplotou měknutí a vysokou afinitou k usazování
 - rychlost proudění se volí vyšší, aby se zamezilo tvorbě usazenin



Obr. 3-4. Kotel s prázdným tahem – šotový kotel [12]

3.4. Energetická zařízení s vyšší účinností transformace energie

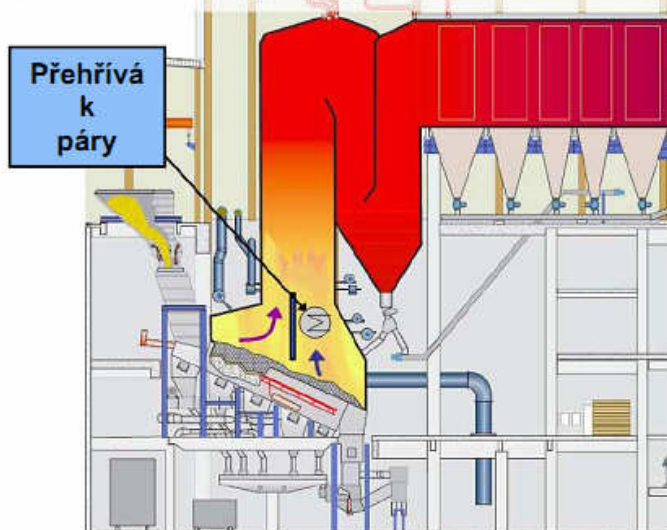
Jednou z možností omezení vlivu chloridové koroze, která je považována za hlavní příčinu vzniku poruch tlakového celku, je vytvořit takové podmínky, že se zamezí vzniku korozního prostředí, nebo se jeho vliv omezí na přijatelnou úroveň. Jako zajímavé řešení se z tohoto pohledu jeví koncepce pro spalování odpadu společnosti Babcock & Wilcox Völund [13]. Vychází z měření a analýzy procesu spalování nad roštem. V ohništi probíhají současně procesy sušení, zapálení, pyrolýzy, zplyňování, spalování tuhé a plynné složky. Jak bylo zjištěno měřením, tak se korozivní plyny uvolňují v první části roštu, kdežto nekorozivní plyny vznikají až v zadní části roštu. Celý proces je znázorněn na obr. 3-5. Většina těkavých látek, kam patří i Cl, se uvolní v první části roštu a odchází spolu se spalinami. V druhé části pece dochází k dohoření tuhé části paliva, která je relativně čistá a neobsahuje tolik korozivních složek.



Obr. 3-5. Fáze procesu spalování na ohništi [13]

V kotli se tedy vytvoří dvě zóny, které se oddělí žáruvzdornou chlazenou membránovou stěnou. V zadní části se předpokládají spaliny s minimálním obsahem Cl a chloridová koroze zde tedy nebude působit. Do této oblasti je umístěn vysokoteplotní přehřívák páry. Celá technologie je znázorněna na obrázku 3-6 a nazývá se SteamBoost™.

Basic Principle for SteamBoost™

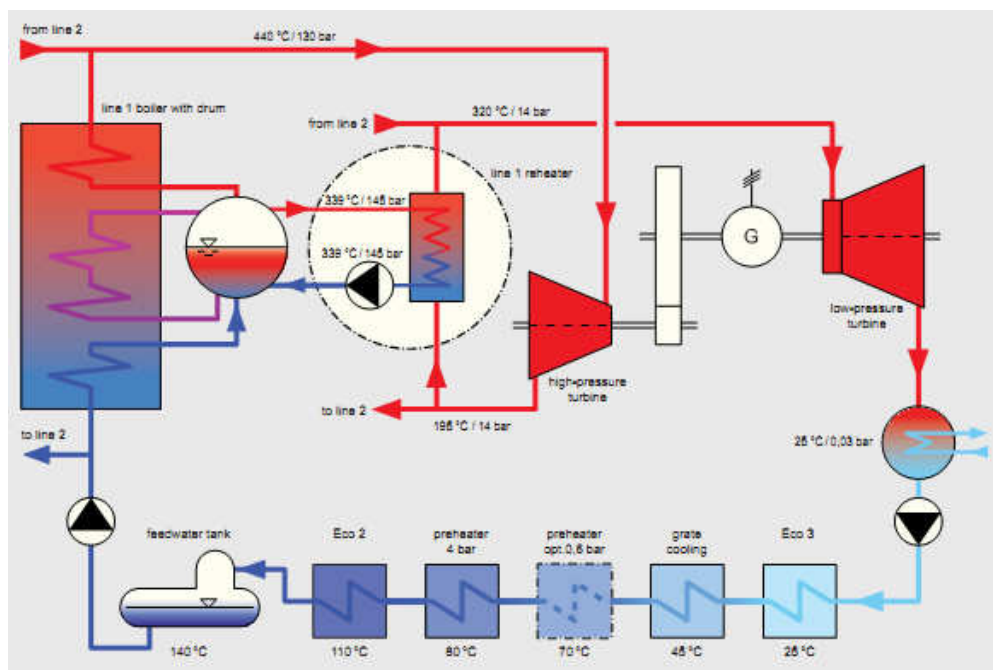


Obr. 3-6. Kotel na spalování TKO využívající systém SteamBoost™ [13]

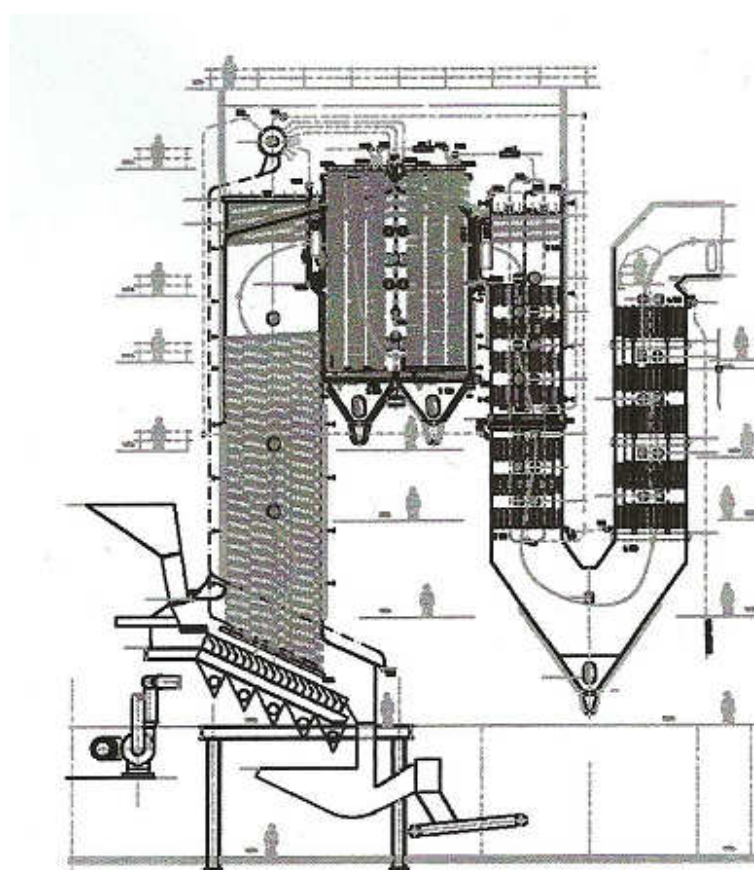
System SteamBoostTM se vydal směrem zvyšování teploty páry a tím i zvýšení čisté účinnosti. Další možností je zařazení mezipřehříváku expandované páry, které bylo uplatněno v technologii ve spalovně v Amsterdamu [14] společnosti Afval Energie Bedrijf (AEB). Při rekonstrukci byla zvýšena teplota přehřáté páry ze 400 °C na 440 °C a zároveň byl zvýšen tlak páry ze 40 barů na 135 barů. Zvýšení tlaku umožnilo zařazení mezipřehříváku páry. U klasických kotlů spalující uhlí je mezipřehřívák umístěn přímo v proudu spalin. U spaloven však toto zapojení nelze využít, protože již není k dispozici potřebná teplota spalin. Bylo by tak potřeba zvýšit teplotu spalin na takovou úroveň, při které je vliv chloridové koroze neúnosný. K mezipřehřátí páry je proto využito syté páry z bubnu, která má 340 °C a 145 barů. Schéma cyklu je na obrázku 3-7. Těmito opatřeními bylo dosaženo zvýšení účinnosti výroby elektrické energie na 30%. Konstrukce přehříváku je řešena tak, že ji je možno v případě poruchy vyměnit během 72 hodin. Do budoucna se plánuje navýšení teploty přehřáté páry na 480 °C, které zvýší hrubou účinnost výroby elektrické energie na 34%.

Jako poslední zde uvedu koncepci společnosti Vitkovice Power Engineering [15] (viz obrázek 3-8), ze které budu vycházet při návrhu přehříváku páry s vyššími parametry páry. Návrh předpokládá parametry páry 500 °C a tlak 90 barů. Hlavní myšlenkou koncepce je, vyloučit působení chloridové koroze na základní materiál trubky, nebo volit takový materiál trubky přehříváku, který by byl dostatečně odolný proti chloridové korozi.

Výzkum je orientován dvěma směry. Vyloučit kontakt nánosů se základním materiálem trubky. Hledání ocelí s vhodnými vlastnostmi z hlediska meze pevnosti při tečení a odolnosti vůči chloridové korozi. Celá konstrukce přehříváku bude umožňovat snadnou opravu a výměnu v případě poruchy.



Obr. 3-7. Schéma spalovny s mezipřihříváním páry [14]



Obr. 3-8. Koncepce kotle pro spalování odpadu dle VPE [15]

4. Materiály, koroze, ochrana proti korozi

4.1. Koroze tlakového celku

Koroze je způsobena chemickým působením spalin a prachových částic z pece. Nejvíce jsou korozi ohroženy spalovací komora, membránové stěny a hady přehříváků pokud pracují s teplotou stěny vyšší než 450 °C. S korozi úzce souvisí i pojem eroze, která znamená obrušování povrchových vrstev materiálů. Je hlavně způsobena prachovými částicemi ve spalinách. Největší vliv eroze se objevuje v místě změny proudu spalin. Kombinovaným působením eroze a koroze dochází k výrazně intenzivnějšímu opotřebení trubek opotřebení trubek, protože vytvořená vrstva oxidu na povrchu trubek, která působí jako ochrana proti další korozi, je kontinuálně obrušování tuhými částicemi, takže celý proces koroze a eroze se trvale obnovuje.

Korozi lze podle různých hledisek dělit do několika skupin [10].

- a) **plošná koroze** – charakteristická rovnoměrným úbytkem původního materiálu po celé ploše. Příkladem je koroze běžné oceli ve vlhkém prostředí. Pokud je známa intenzita působení koroze, lze celkem dobře stanovit životnost zařízení.
- b) **důlková koroze** – tzv. pitting; napadení je místní, na velmi malé plošce. Hlavní korozní činitele jsou zejména ionty kyslíku a chlóru. Intenzita je velmi vysoká, působí směrem do hloubky. Příkladem je koroze v ekonomizéru, která je zapříčiněna špatným odplyněním napájecí vody.
- c) **mezikrystalová koroze** – způsobuje zkřehnutí materiálu, dána rychlejším korozním působením na hranicích zrn než u samotného zrna. Vyskytuje se zejména v tepelně ovlivněné oblasti korozivzdorných austenitických ocelí, nebo vysokochromových feritických ocelí. Vyskytuje se po nevhodném tepelném zpracování po svařování.
- d) **štěrbínová koroze** – vzniká například ve štěrbinách po špatném zaválcování trubek do trubkovnice u tepelných výměníků.
- e) **elektrochemická koroze** – založena na vyrovnávacím elektrickém potenciálu rozdílných kovů. Vodič může být v kapalném nebo tuhém skupenství s dostatečnou vodivostí, která se může s teplotou.

- f) **nízkoteplotní koroze** – způsobena poklesem teploty stěny pod rosný bod spalin. V takovém případě začíná reagovat síra s vlhkostí obsaženou ve spalinách za vzniku slabého roztoku kyseliny sírové.
- g) **vysokoteplotní koroze** – obecně se vyskytuje za vyšších teplot (nad 450 °C). Do této kategorie patří vanadová koroze, chloridová koroze, koroze várníc v místě styku plamene se stěnou.

Většině uvedených korozních vlivů se nedá zabránit vhodným vedením spalovacího procesu, řešením je důsledné provedení teplosměnných ploch z hlediska koroze a provozní kontrolou a diagnostikou jednotlivých technologických celků. Jako nejproblematictější u kotlů na spalování TKO se pak jeví chloridová koroze, protože nízkoteplotní koroze, vzhledem k vysoké teplotě spalin nutných pro zvolený způsob čištění spalin za kotlem, výrazně přesahuje rosný bod spalin. Vzhledem k tomu, že komunální odpady mají obecně vyšší podíl chloru a jiné složení popílku než klasická fosilní paliva, je třeba vliv chloridovou korozi zohlednit při návrhu kotle a volbě materiálů. Po spálení se chlor dostává do spalin v plynné formě HCl, která nemá až tak velký vliv na životnost teplosměnných ploch. Podstatnější je reakce plynného chloru s nánosy na trubkách teplosměnných ploch, kdy dochází k difuzi HCl skrze vrstvu nánosů až k povrchu trubek. Největší problémy působí chloridová koroze v oblasti přehříváků páry, kde jsou nejvíce zatíženy čelní svazky trubek. Intenzita chloridové koroze roste spolu s teplotou, a tudíž brání dosažení vyšších parametrů páry. Jako horní hranice, kterou dlouhodobě snesou dnešní materiály, se uvádí teplota stěny 400 - 450 °C.[5], [1],[16]. Pro snížení intenzity chloridové koroze jsou teplosměnné plochy vybaveny účinným čištěním od nánosů, jak již bylo výše uvedeno, intenzita chlorové koroze je výrazně nižší.

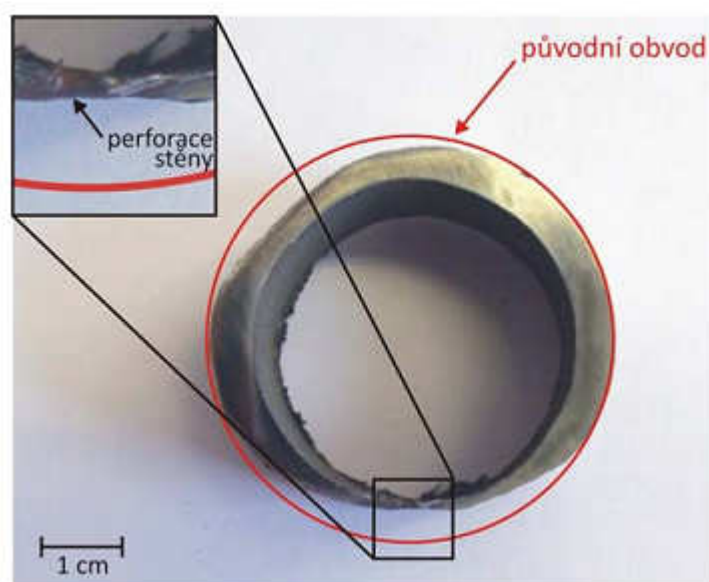
4.2. Konstrukční materiály

Jak již bylo zmíněno výše, ustálily se v současnosti parametry výstupní páry na 400°C/40 bar. Hlavním důvodem je zvýšené korozní napadení při vyšších teplotách. S rostoucím podílem využívání komunálního odpadu jako zdroje energie, vzrostl i požadavek na efektivnější využívání primární energie obsažené v odpadech. Jediným způsobem jak toho dosáhnout, je zvýšení parametrů admisní páry. Jako největší problém se pak jeví chloridová koroze. Jestliže je ve spalinách přítomný chlór, může dle [17] reagovat s železem za vzniku těkavých oxidů železa, které následně opět reagují s kyslíkem ve spalinách. Přitom se uvolní oxidy železa a plynný chlór, který proniká dále k základnímu materiálu a celý proces se opakuje. Tento mechanismus působí zrychlenou korozní

rychlost už při malých koncentracích chlóru. Aby byla zajištěna z ekonomického hlediska dostatečně dlouhá životnost teplosměnných ploch přehříváku, zaměřil se vývoj a výzkum v oblasti ochrany proti korozi několika směry. Jednak se vyvíjí a zkouší materiály pro tlakový systém kotle, které by byly odolné proti chloridové korozi, případně vývoj ochranných povlaků a nástřiků, které zvýší odolnost běžně používaných ocelí.

Druhou možností, jak omezit vliv chloridové koroze, je vytvoření takového prostředí nebo podmínek, kdy se i při použití běžných ocelí vliv koroze vyloučí. Jedná se třeba o dělenou spalovací komoru, viz obrázek 3-6, nebo použití tlakového systému s mezipřehříváním páry viz obrázek 3-7.

Úbytek materiálu vlivem korozního napadení, který byl použitý na výstupní přehřívák ve spalovně komunálního odpadu OLO Bratislava, je znázorněn na obrázku 4-1.



Obr. 4-1. Úbytek materiálu trubky výstupního přehříváku OLO Bratislava [18]

4.3. Ochranné povlaky a nástřiky

Ochranné povlaky jsou jednou z metod, jak zamezit koroznímu napadení kovových částí tlakového systému kotle. Mohou být aplikovány ve formě nástřiků, nebo návaru. Na kovový povrch jsou nanášeny povlaky na bázi slitin kovu, intermetalických fází, nebo speciální nekovové povlaky. Z hlediska ochrany tlakového celku je důležitá i technologie, jakou je povlak zhotoven. Povlak by neměl obsahovat póry ani oxidy kovů, které vznikají oxidací letících kapiček kovu.

Příkladem takového ochranného povlaku je například BGHitCoat od společnosti BG SYS HT s.r.o [19]. Jedná se o tepelně a korozně odolný keramický povlak, který je schopen zvýšit životnost nových i stávajících kovových povrchů v silně kyselých prostředích. Jeho další výhodou je, že se chová téměř jako černé těleso, jelikož jeho emisivita podle výrobce dosahuje hodnoty 0,98. Tím dojde ke zvýšení tepelného toku v prostoru přehříváku, díky vyššímu podílu sálavé složky. Zároveň poskytuje dobrou odolnost proti abrazi, opalu a chemické korozi.

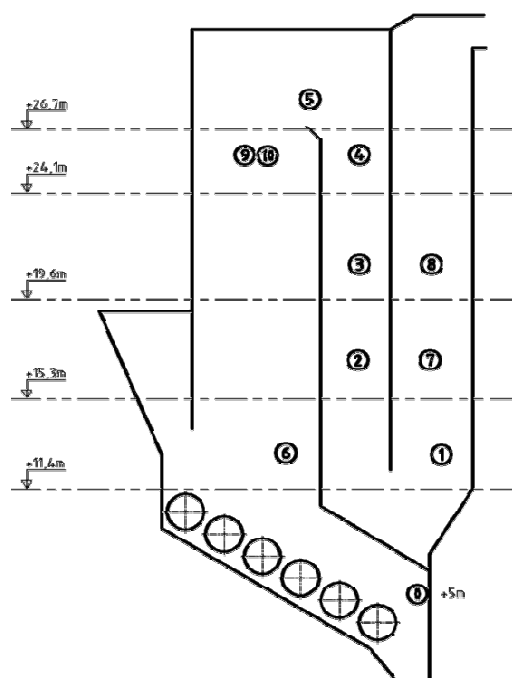
Asi nejrozšířenějším materiálem, používaným na návary, je v současné době Inconel 625. Jedná se o nikovou slitinu (Ni-Cr-Mo) s korozní odolností vůči agresivnímu koroznímu prostředí. Její použití je limitováno pouze teplotou 815°C, do které je ještě schopen výrobce garantovat spolehlivost. Výhodou návarů je, že je velmi kvalitní a pevně lnoucí. Naopak nevýhodné je promísení se základním materiálem, což může mít za následek vznik oxidů železa v ochranné vrstvě a následné poškození návaru.

4.4. Provozní zkoušky

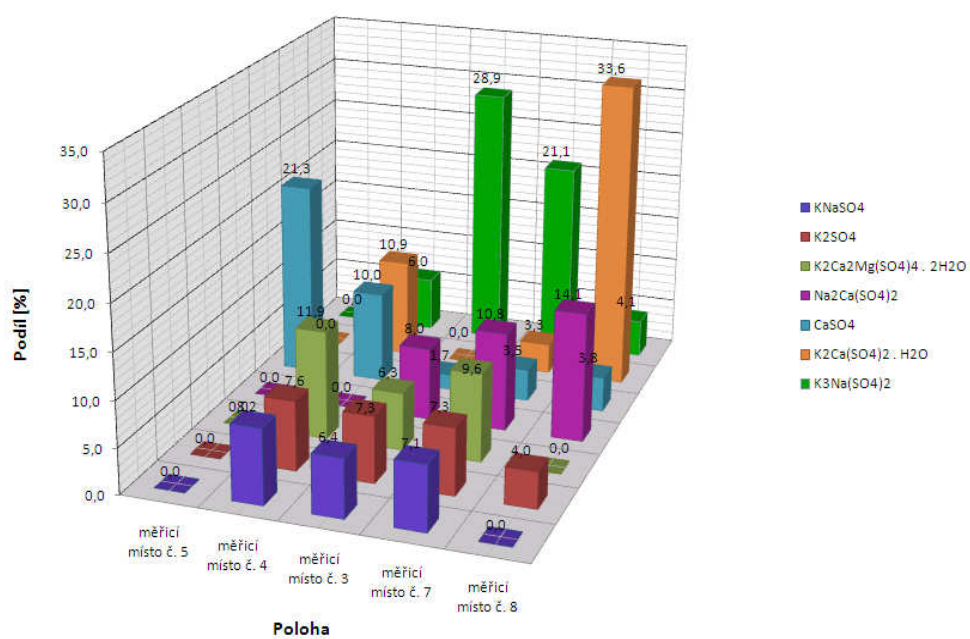
Pro posouzení vhodných ocelí a případných ochranných povlaků se musí vycházet z provozních zkoušek na reálných zařízeních ([2],[17]). Cílem provozních zkoušek je mimo jiné přesněji určit simulační podmínky pro laboratorní zkoušky materiálů. Jedná se o stanovení složení plyné atmosféry a složení agresivního nánosu. Měření byla provedena na dvou spalovnách komunálního odpadu a to na spalovně ZEVO Praha-Malešice a na spalovně OLO Bratislava.

Provedená měření byla zaměřena na určení závislosti složení nánosu (zejména pak obsahu chlorid a síranů) na poloze v kotli a teplotě spalin. Pro laboratorní zkoušky pak byl odebrán vzorek s nejvyšší agresivitou. Odběry byly provedeny na kotli 2 z teplosměnných ploch ve druhém a třetím tahu, odběrová místa jsou naznačena na obrázku 4-2.

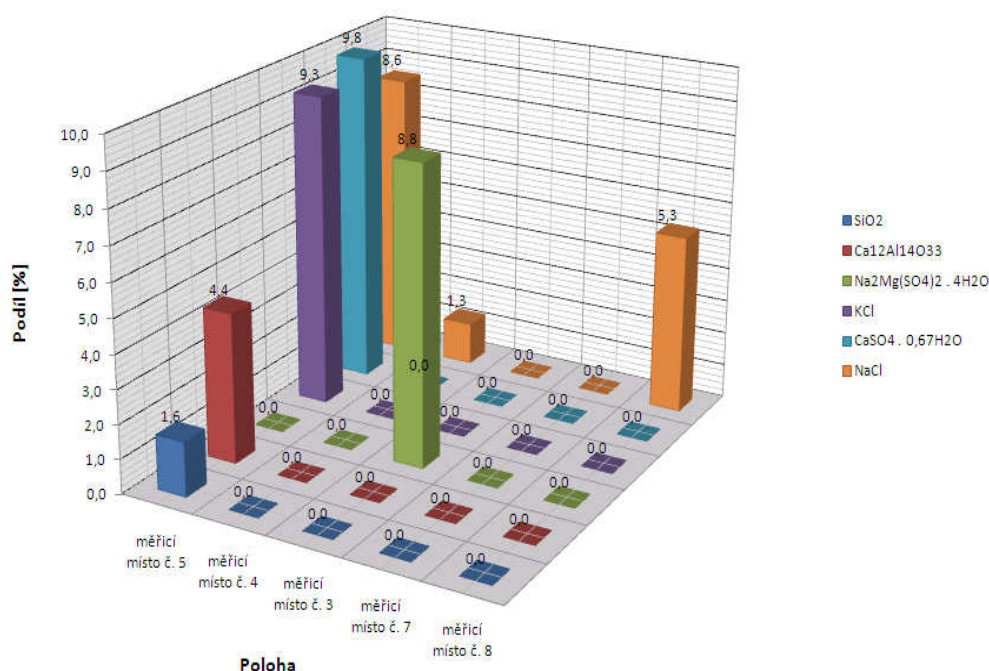
Semikvantitativní rozbor vzorků byl proveden chemickou metodou a přístrojem SOLAAR MK II M6. Na základě tohoto rozboru byla provedena kvalitativní a kvantitativní fázová analýza difraktometrem Philips PW 1140. Výsledky rozborů jsou uvedeny na obrázcích 4-3 a 4-4.



Obr. 4-2. Odběrová místa kotle spalovny komunálního odpadu ZEVO Praha-Malešice [2]



Obr. 4-3. Analýza nánosů ZEVO Praha-Malešice – nízké koncentrace [2]



Obr. 4-4. Analýza nánosů ZEVO Praha-Malešice – vysoké koncentrace [2]

Z provedeného měření a následné analýzy vyplynulo, že nejagresivněji působí nánosy v měřicím místě 5. To se nachází v oblasti horního obratu kotle s průměrnou teplotou 750°C. Z tohoto místa bylo proto odebráno větší množství nánosů pro laboratorní zkoušky a měření.

Výzkum materiálu odolných proti chloridové korozi se provádí v laboratorních podmínkách při teplotě mezi 500°C – 575°C. Vzorek materiálu je zasypán nánosem, který byl získán z již provozovaných spaloven, a poté vystaven plynné atmosféře s obsahem 0,2% HCl po dobu 2000 hodin.

5. Kotel s vyššími parametry páry

Při návrhu výstupního přehříváku v alternativním provedení budu vycházet z koncepčního návrhu VPE pro kotel na spalování tuhého komunálního odpadu s vyšší účinností transformace primární energie. Při vývoji přehřívákové části kotle v konvekčním tahu kotle byly použity obě metody snížení vlivu chloridové koroze. Tedy použití odolnějších materiálů a vytvoření prostředí se sníženým korozním působením.

Cílem řešení VPE nebylo vytvořit novou spalovací komoru kotle, ale byla zaměřena pozornost na výzkum v oblasti materiálu teplosměnných ploch a na konstrukční a

technologický návrh výstupního přehříváku páry, u kterého je vliv chloridové koroze omezen na přijatelnou úroveň.

Jedná se o roštový kotel, bubnový se svazky umístěnými horizontálně ve vertikálním tahu kotle. Je složen ze 4 tahů vertikálních tahů, ve kterých jsou umístěny výhřevné plochy. Prvním tahem je spalovací komora tvořena membránovými stěnami (MeS) výparníku a keramickými tvarovkami ve spodní části. Druhý tah je od ohniště oddělen mříží, a je tvořen rovněž MeS výparníku. V druhém tahu jsou umístěny výstupní přehřívák P3 a přes vstřík napájecí vody navazující přehřívák P2. Přes druhou mříž vstupují spaliny do třetího tahu kotle. Ten je v horní části tvořen MeS stěnového přehříváku P1 a ve spodní části izolovaným plechovým kanálem. V tomto tahu se nachází v horní části na závěsných trubkách svazkový přehřívák P1 a ve spodní části jsou díly ohříváku vody EKO2. Poslední čtvrtý tah je vytvořen z izolovaného plechového kanálu. Ve čtvrtém tahu se nachází svazky EKO1 na vzduchem chlazených podporách.

Aby bylo dosaženo zvýšení účinnosti transformace primární energie TKO, byly zvýšeny parametry páry na vstupu do vysokotlaké části turbíny na 90 bar a 500°C. Po konzultaci a dohodě s potencionálním dodavatelem turbíny bylo následně upřesněno i zapojení nízkotlakých ohříváků vody, tlakové odběry parní turbíny, parametry kondenzátoru a parametry napájecí vody do kotle na 109 bar a 163°C. Teplota spalin za kotlem, která se běžně řídí s určitou rezervou nad hodnotou rosného bodu, bude udržována na 190°C. Tato teplota je určena následující technologií čištění spalin.

S takto určenými parametry a známými omezujícími veličinami byl proveden tepelně – bilanční návrh kotle. Do výpočtového schématu byla zařazena i spalovací komora s výhřevnou plochou výparníku, která umožňuje simulovat změnu teploty za ohništěm. V modelových výpočtech při jmenovitém výkonu kotle byla spalovací komora nastavena tak, aby se teplota na vstupu do parogenerátorové části udržela na 805°C.

Předmětem mojí práce je u stávajícího kotle nahradit výstupní deskový přehřívák ve druhém tahu kotle (který je v klasickém provedení z ocelových trubek) deskovým přehřívákem s vnější ochranou proti chloridové korozi. Při tomto alternativním návrhu musím respektovat parametry, uspořádání ploch a tepelné bilance původního provedení.

6. Tepelné výpočty

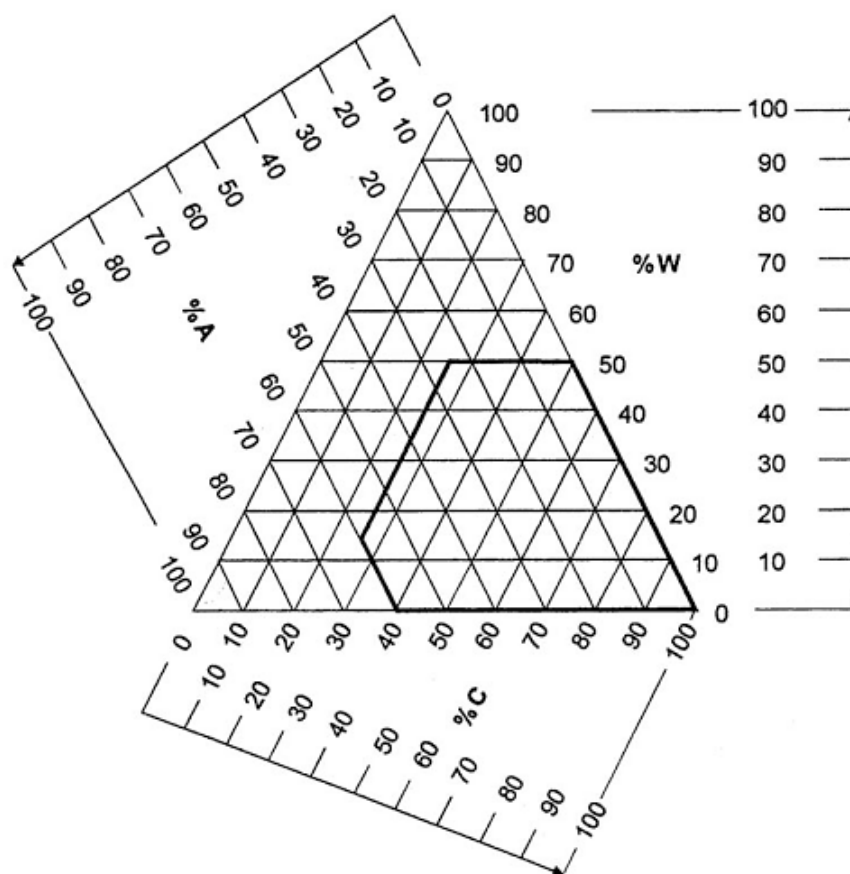
6.1. Výpočtové parametry

Pro výpočet množství spalovacího vzduchu, množství spalin a jejich složení jsem vycházel ze vztahů uvedených v [3],[20]. Výpočty jsou založeny na chemickém rozboru TKO. Ten je značně různorodý a má proměnlivé vlastnosti, zejména pak výhřevnost. Z tohoto důvodu byly stanoveny minimální, nominální a maximální výhřevnost jednotlivých vzorků a z nich určeno chemické složení odpadu. Výsledkem pak je tabulka 1.

		minimal	nominal	maximal
Q_i^r	kJ/kg	8 059	10 952	13 106
m_{pal}	kg/h	13 900	13 900	13 900
A^r	%	23,7	18	16
w^r	%	38	32	25,5
C^r	%	21,78	28,43	33,26
H^r	%	2,86	3,73	4,36
O^r	%	12,76	16,66	19,49
N^r	%	0,61	0,8	0,94
Cl^r	%	0,13	0,17	0,199
S^r	%	0,161	0,21	0,246

Tabulka 1: Chemické složení komunálního odpadu pro různé výhřevnosti

Tuhý komunální odpad je jako palivo hořet jen tehdy, pokud má dostatečně vysoký podíl hořlaviny. Vzroste-li podíl nehořlavých částí, tedy popelovin a vody, může nastat situace, že TKO nebudou schopny samostatně hořet. Důvodem je, že množství tepla uvolněného hořením se spotřebuje na odpaření vlhkosti a na ohřátí popelovin na spalovací teplotu. Pokud chceme spalovat takové palivo, musí být přivedeno jiné palivo (např. plyn, mazut), které stabilizuje proces hoření. Rozsah složení odpadů, kdy není nutno přivádět cizí palivo, znázorňuje Tannerův trojný diagram (např. dle [21], [22]) na obrázek 6-1.



Obr. 6-1. Tannerův trojný diagram (spalovací trojúhelník) [21]

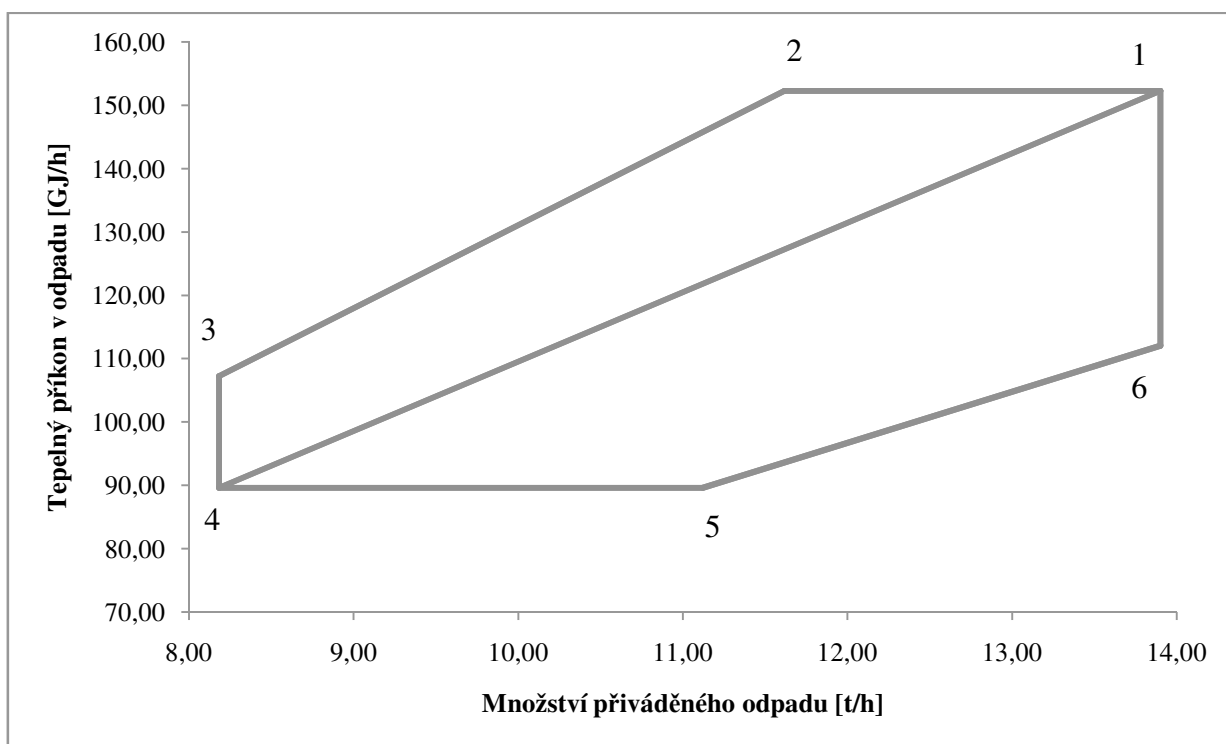
V následující tabulce 2 jsou uvedeny parametry a rozdělení vzduchu pro jednotlivé režimy.

		Provozní režimy						
		1	2	3	4	5	6	7
teplota	C	130	110	110	130	170	170	130
primární	-	1	0,995	0,994	0,973	0,953	0,962	0,986
sekundární	-	0,61	0,61	0,647	0,648	0,594	0,565	0,552
hořákový	-	0,047	0,057	0,048	0,064	0,076	0,071	0,06
technologický + falešný	-	0,095	0,115	0,099	0,13	0,155	0,141	0,116
celkový přebytek vzduchu	-	1,752	1,777	1,788	1,815	1,778	1,739	1,714

Tabulka 2: Rozdělení vzduchů pro jednotlivé režimy

6.2. Tepelný diagram roštu

Postup sestavení tepelného diagramu je následovný. Tři křivky určují minimální, nominální a maximální výhřevnost. Zleva ohraničuje diagram minimální množství odpadu na roštu, při kterém ještě není nutno stabilizovat proces hoření pomocí cizího paliva. Zprava je diagram ohraničen maximálním množstvím odpadu, kdy při větším množství hrozí, že nedojde k úplnému vyhoření veškerého odpadu na roštu. Určíme bod 1, který odpovídá jmenovitému zatížení roštu při jmenovité výhřevnosti a jmenovitém množství odpadu. Tento bod určuje maximální tepelný příkon, který je možno získat, a nejvyšší přípustné množství odpadu na roštu. Bod 2 je pak určen maximálním tepelným příkonem a maximální výhřevností. Bod 6 je dán množstvím odpadu na roštu a minimální výhřevností. Požadovaný regulační rozsah je 80 % parního výkonu. Toho využijeme při určení bodu 5, který definuje minimální tepelný příkon. Ten musí být stejný pro bod 4, jenž je dále definován jmenovitou výhřevností a který nám také určuje nejmenší možné množství odpadu na roštu. Bod 3 je pak dán maximální výhřevností a nejmenším množstvím odpadu na roštu. Celý diagram je znázorněn na obrázku 6-2.



Obr. 6-2. Tepelný diagram roštu

6.3. Stechiometrie spalování

Výpočet s názorněním všech rovnic a závislostí provedu pouze pro složení paliva s minimální výhřevností. Všechny výsledky budou uvedeny v tabulce 3.

Stechiometrický objem kyslíku:

$$\begin{aligned}O_{O_2, \min} &= \frac{22,26.C^r}{12,01} + \frac{22,4.H^r}{4,032} + \frac{21,89.S^r}{32,06} - \frac{22,39.O^r}{32} \\O_{O_2, \min} &= \frac{22,26.0,21777}{12,01} + \frac{22,4.0,02857}{4,032} + \frac{21,89.0,00161}{32,06} - \frac{22,39.0,12762}{32} \\O_{O_2, \min} &= 0,474 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad 6.1\end{aligned}$$

Stechiometrické množství suchého vzduchu:

$$O_{VS, \min} = \frac{O_{O_2, \min}}{0,2103} = \frac{0,474}{0,2103} = 2,255 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad 6.2$$

Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti:

$$\chi_v = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_{\text{bar}} - \varphi \cdot p''} = 1 + 66,5 \cdot \frac{0,002337}{98,5 - 66,5 \cdot 0,002337} = 1,002 \quad [1] \quad 6.3$$

Stechiometrické množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV, \min} = O_{VS, \min} \cdot \chi_v = 2,255 \cdot 1,002 = 2,258 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad 6.4$$

Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu:

$$O_{VV, H_2O, \min} = O_{VV, \min} - O_{VS, \min} = 0,004 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad 6.5$$

Stechiometrický objem suchých spalín:

$$\begin{aligned}O_{SS, \min} &= \frac{22,26.C^r}{12,01} + \frac{21,89.S^r}{32,06} + \frac{22,4.N^r}{28,016} + 0,7897 \cdot O_{VS, \min} \\O_{SS, \min} &= \frac{22,26.0,21777}{12,01} + \frac{21,89.0,00161}{32,06} + \frac{22,4.0,00613}{28,016} + 0,7897 \cdot 2,255 \\O_{SS, \min} &= 2,19 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad 6.6\end{aligned}$$

Stechiometrický objem vodní páry ve spalínách:

$$O_{SV,H_2O,min} = \frac{44,8.H^r}{4,032} + \frac{22,4.w^r}{18,016} + O_{VV,H_2O,min} = \frac{44,8.0,02857}{4,032} + \frac{22,4.0,38}{18,016} + 0,004$$

$$O_{SV,H_2O,min} = 0,793 \quad [m_N^3.kg^{-1}] \quad 6.7$$

Stechiometrický objem vlhkých spalin:

$$O_{SV,min} = O_{SS,min} + O_{SV,H_2O,min}$$

$$O_{SV,min} = 2,19 + 0,793 = 2,984 \quad [m_N^3.kg^{-1}] \quad 6.8$$

	Min	Nominal	Max	Jednotka
$O_{O_2,min}$	0,474	0,619	0,724	$[m_N^3.kg^{-1}]$
$O_{VS,min}$	2,255	2,944	3,444	$[m_N^3.kg^{-1}]$
χ_v	1,002	1,002	1,002	[1]
$O_{VV,min}$	2,258	2,948	3,449	$[m_N^3.kg^{-1}]$
$O_{VV,H_2O,min}$	0,004	0,005	0,005	$[m_N^3.kg^{-1}]$
$O_{SS,min}$	2,190	2,859	3,345	$[m_N^3.kg^{-1}]$
$O_{SV,H_2O,min}$	0,793	0,817	0,807	$[m_N^3.kg^{-1}]$
$O_{SV,min}$	2,984	3,676	4,153	$[m_N^3.kg^{-1}]$

Tabulka 3: Stechiometrické množství spalovacího vzduchu a spalin

Spalování odpadu probíhá v jednotlivých režimech s různým přebytkem vzduchu. Vzorový výpočet provedu pro režim 6, který je určen přebytkem vzduchu 1,714. Výsledné hodnoty všech režimů budou uvedeny na konci v tabulce 4. Množství vzduchu a spalin v jednotlivých režimech je v tabulce 5.

Skutečné množství suchého vzduchu:

$$O_{VS} = \alpha. O_{VS,min} = 1,714.2,944 = 3,864 \quad [m_N^3.kg^{-1}] \quad 6.9$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV} = \chi_v \cdot O_{VS} = 1,002 \cdot 3,864 = 3,871 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.10$$

Skutečné množství suchých spalin:

$$\begin{aligned} O_{SS} &= O_{SS,\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS,\min} = 2,19 + (1,714 - 1) \cdot 2,255 \\ O_{SS} &= 3,8 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.11 \end{aligned}$$

Skutečné množství vlhkých spalin:

$$\begin{aligned} O_{SV} &= O_{SV,\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,\min} = 2,984 + (1,714 - 1) \cdot 2,258 \\ O_{SV} &= 4,596 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.12 \end{aligned}$$

Obsah CO_2 ve spalinách:

$$O_{CO2} = \frac{22,26 \cdot C^r}{12,01} = \frac{22,26 \cdot 0,21777}{12,01} = 0,404 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.13$$

Obsah SO_2 ve spalinách:

$$O_{SO2} = \frac{21,89 \cdot S^r}{32,06} = \frac{21,89 \cdot 0,00161}{32,06} = 0,001 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.14$$

Obsah N_2 ve spalinách:

$$\begin{aligned} O_{N2} &= \frac{22,4 \cdot N^r}{28,016} + 0,7897 \cdot O_{VS} = \frac{22,4 \cdot 0,008}{28,016} + 0,7897 \cdot 3,864 \\ O_{N2} &= 3,057 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.15 \end{aligned}$$

Obsah O_2 ve spalinách:

$$\begin{aligned} O_{O2} &= (\alpha - 1) \cdot 0,2103 \cdot O_{VS,\min} = (1,714 - 1) \cdot 0,2103 \cdot 2,255 \\ O_{O2} &= 0,339 \quad [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 6.16 \end{aligned}$$

Obsah H₂O ve spalínách:

$$O_{H_2O} = \frac{44,8 \cdot H^r}{4,032} + \frac{22,4 \cdot w^r}{18,016} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VS}$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,8 \cdot 0,02857}{4,032} + \frac{22,4 \cdot 0,38}{18,016} + (1,002 - 1) \cdot 3,864 = 0,796 \quad [m^3_N \cdot kg^{-1}] \quad 6.17$$

Režim		1	2	3	4	5	6	7
α	[1]	1,752	1,788	1,815	1,778	1,739	1,714	1,777
O_{VS}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	5,157	6,158	6,251	5,234	3,921	3,864	5,231
O_{VV}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	5,165	6,167	6,261	5,242	3,927	3,871	5,239
O_{SS}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	5,073	6,059	6,152	5,149	3,856	3,800	5,146
O_{SV}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	5,893	6,871	6,964	5,970	4,652	4,596	5,967

Tabulka 4: Skutečné množství spalovacího vzduchu a spalín

Režim		1	2	3	4	5	6	7
O_{CO_2}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	0,527	0,617	0,617	0,527	0,404	0,404	0,527
O_{SO_2}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	0,001	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001
O_{N_2}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	4,079	4,870	4,944	4,139	3,101	3,057	4,137
O_{O_2}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	0,466	0,571	0,590	0,482	0,350	0,339	0,481
O_{H_2O}	$[m^3_N \cdot kg^{-1}]$	0,820	0,812	0,812	0,821	0,796	0,796	0,821
Procentuální zastoupení								
ω_{CO_2}	%	8,94	8,97	8,85	8,83	8,68	8,78	8,83
ω_{SO_2}	%	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
ω_{N_2}	%	69,21	70,88	70,99	69,34	66,66	66,51	69,33
ω_{O_2}	%	7,90	8,31	8,48	8,07	7,53	7,37	8,06
ω_{H_2O}	%	13,92	11,81	11,66	13,75	17,11	17,32	13,75

Tabulka 5: Složení vlhkých spalín a procentuální zastoupení složek spalín

7. Alternativní přehřívák páry

Navrhovaný přehřívák bude umístěn ve druhém tahu kotle, bude rozdělen na dvě části a to výstupní přehřívák P3 a přehřívák P2. Konstrukce celého tahu bude umožňovat rychlou opravu a výměnu v případě vzniku poškození. V dolní části se pak budou nacházet výsypky pro odvod popílku. Segmenty přehříváku jsou obtékány příčně shora dolů spalinami o určené teplotě 800°C, tlaku 101,325 kPa, daného složení, rychlostí 4,5 m.s⁻¹. Složení spalin bude uvažováno pro nominální složení KO a střední výhřevnost.

7.1. Fyzikální vlastnosti spalin

Výpočet byl proveden v programu Engineering Equation Solver (EES). S jeho pomocí jsem určil pro zadanou teplotu a tlak fyzikální vlastnosti jednotlivých složek spalin a dle následujících vztahů získal příslušné fyzikální vlastnosti. V příloze 1 jsou pak uvedeny tabulky fyzikálních vlastností pro různé teploty.

Hustota spalin:

$$\rho_{sp} = \rho_{CO_2} \cdot \omega_{obj,CO_2} + \rho_{SO_2} \cdot \omega_{obj,SO_2} + \rho_{N_2} \cdot \omega_{obj,N_2} + \rho_{H_2O} \cdot \omega_{obj,H_2O} + \rho_{O_2} \cdot \omega_{obj,O_2}$$
$$\rho_{sp} = 0,327 \quad \left[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad 7.1$$

Pro další výpočty bylo nutné převést objemové koncentrace složek spalin na hmotnostní koncentrace. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.

	$\omega_{obj,i}$		$\omega_{mht,i}$	
	[-]	[%]	[-]	[%]
CO ₂	0,089	8,94	0,139	13,87
SO ₂	0,0002	0,02	0,0005	0,05
N ₂	0,692	69,21	0,683	68,33
H ₂ O	0,079	7,90	0,089	8,91
O ₂	0,139	13,92	0,088	8,85

Tabulka 6: Objemové a hmotnostní koncentrace složek spalin

Tepelná vodivost spalin:

$$\lambda_{sp} = \lambda_{CO_2} \cdot \omega_{hmt,CO_2} + \lambda_{N_2} \cdot \omega_{hmt,N_2} + \lambda_{H_2O} \cdot \omega_{hmt,H_2O} + \lambda_{O_2} \cdot \omega_{hmt,O_2}$$

$$\lambda_{sp} = 0,073 \quad \left[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right] \quad 7.2$$

Dynamická viskozita spalin:

$$\mu_{sp} = \mu_{CO_2} \cdot \omega_{hmt,CO_2} + \mu_{SO_2} \cdot \omega_{hmt,SO_2} + \mu_{N_2} \cdot \omega_{hmt,N_2} + \mu_{H_2O} \cdot \omega_{hmt,H_2O} + \mu_{O_2} \cdot \omega_{hmt,O_2}$$

$$\mu_{sp} = 4,227 \cdot 10^{-5} \quad [Pa \cdot s] \quad 7.3$$

Kinematická viskozita:

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = 1,293 \cdot 10^{-4} \quad \left[m^2 \cdot s^{-1} \right] \quad 7.4$$

Měrná tepelná kapacita spalin.

$$c_{p,sp} = c_{p,CO_2} \cdot \omega_{hmt,CO_2} + c_{p,SO_2} \cdot \omega_{hmt,SO_2} + c_{p,N_2} \cdot \omega_{hmt,N_2} + c_{p,H_2O} \cdot \omega_{hmt,H_2O} + c_{p,O_2} \cdot \omega_{hmt,O_2}$$

$$c_{p,sp} = 1,279 \quad \left[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \right] \quad 7.5$$

Objemová roztažnost spalin:

$$\gamma_{sp} = \gamma_{CO_2} \cdot \omega_{hmt,CO_2} + \gamma_{SO_2} \cdot \omega_{hmt,SO_2} + \gamma_{N_2} \cdot \omega_{hmt,N_2} + \gamma_{H_2O} \cdot \omega_{hmt,H_2O} + \gamma_{O_2} \cdot \omega_{hmt,O_2}$$

$$\gamma_{sp} = 9,464 \cdot 10^{-4} \quad \left[K^{-1} \right] \quad 7.6$$

7.2. Fyzikální vlastnosti páry

Výpočet jsem provedl pro nejvíce teplotně namáhaný úsek, který se nachází hned za vstupní mříží. Teplota páry je v tomto úseku 500 °C a tlak 9000 kPa. Pro určení fyzikálních vlastností jsem opět využil programu EES. Zápis rovnic z tohoto programu je uveden ve vztazích 4.7 - 4.11.

$$\rho_p = \rho[\text{'STEAM}_{\text{IAPWS}}'; T=t_p; p_p]$$

$$\rho_p = 27,18 \quad [\text{kg.m}^{-3}] \quad 7.7$$

$$\mu_p = \mu[\text{'STEAM}_{\text{IAPWS}}'; T=t_p; p_p]$$

$$\mu_p = 2,885 \cdot 10^{-5} \quad [\text{Pa.s}] \quad 7.8$$

$$\lambda_p = \lambda[\text{'STEAM}_{\text{IAPWS}}'; T=t_p; p_p]$$

$$\lambda_p = 7,454 \cdot 10^{-2} \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}] \quad 7.9$$

$$\text{Pr}_p = \text{Pr}[\text{'STEAM}_{\text{IAPWS}}'; T=t_p; p_p]$$

$$\text{Pr}_p = 0,979 \quad [1] \quad 7.10$$

$$v_p = \frac{\mu_p}{\rho_p} = 1,06 \cdot 10^{-5} \quad [\text{m}^2.\text{s}^{-1}] \quad 7.11$$

Vlastnosti páry pro různé teploty a tlaky jsou uvedeny v příloze 2.

7.3. Bezrozměrná kritéria

Pro určení přestupu tepla ze spalín a páry je nutno stanovit několik bezrozměrných kritérií. Vztahy pro kritéria a pro stanovení přestupu tepla jsou použity z literatury [7]. Rozměry potrubí jsou 38x3,2 mm. Ekvivalentní průměr potrubí potřebný při výpočtu spalín se stanoví dle vztahu 4.12. Hodnoty jsou převzaty z dokumentace VPE a.s. Reynoldsovo kritérium pro spaliny a pro páru.

$$d_{\text{ekv}} = \frac{4 \cdot 20,8 \cdot 1,61}{4 \cdot \sqrt{20,8 \cdot 1,61}} = 4,56 \quad [\text{m}] \quad 7.12$$

$$\text{Re}_{\text{sp}} = \frac{w_{\text{sp}} \cdot d_{\text{ekv}}}{v_{\text{sp}}} = 158\,666 \quad [1] \quad 7.13$$

$$\text{Re}_p = \frac{w_p \cdot d_p}{v_p} = 446\,478 \quad [1] \quad 7.14$$

Prandtlovo kritérium spalin. Pro páru již bylo určeno dle 4.10.

$$\text{Pr}_{\text{sp}} = \frac{\mu_{\text{sp}} \cdot c_{p,\text{sp}}}{\lambda_{\text{sp}}} = 0,742 \quad [1] \quad 7.15$$

Nusseltovo kritérium pro spaliny a pro páru:

$$\text{Nu}_{\text{sp}} = 0,026 \cdot \text{Re}_{\text{sp}}^{0,65} \cdot \text{Pr}_{\text{sp}}^{0,33} = 340,9 \quad [1] \quad 7.16$$

$$\text{Nu}_p = 0,021 \cdot \text{Re}_p^{0,65} \cdot \text{Pr}_p^{0,43} = 688,7 \quad [1] \quad 7.17$$

7.4. Přestup tepla sáláním ze spalin

Přenos tepla v prostoru přehříváku se děje jednak omýváním trubek horkými spalinami, jednak sáláním ze spalin, které mají v tomto místě ještě stále vysokou teplotu. Sálavou složku spalin určím dle postupu uvedeného ve skriptech [9]. Tento postup je podobný s návrhem oborové normy ON 070417. Pro potřebu analýzy přenosu tepla budu vycházet ze čtyř variant stavu segmentu přehříváku. Jako první budu uvažovat čisté spaliny (STAV 1), které nevytvoří na povrchu nános. Přenos tepla tedy nebude ničím omezován. Druhá varianta bude se zaprášenými spalinami (STAV 2), což bude mít za následek vytvoření nánosů na povrchu, který se bude chovat jako tepelný odpor. Poslední dvě varianty budou obdobné jako varianta jedna a dvě, s tím rozdílem, že segment bude tvořen vnitřní ocelovou částí s vnější ochrannou částí (STAV 3, STAV 4).

7.4.1. Stupeň černosti

Sálání spalin chápeme jako sálání tří atomových plynů a tuhých částic ve spalinách. Součinitel přestupu tepla sáláním se pak určí ze vztahu 4.18, ve kterém proměnná a_{st} [1] je stupeň černosti povrchu stěn (ve výpočtu uvažuji hodnotu 0,8), a [1] je stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu spalin T_s [C] a teplota povrchu nánosů T_z [C]. Dále se zde objevuje Stefan-Boltzmannova konstanta, jejíž hodnota je $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$.

$$\alpha_{\text{sp,sal}} = \sigma \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad [\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 7.18$$

Teplota povrchu nánosů se při prvním výpočtu odhadne a je zpřesněna při dalším výpočtu. Jedinou neznámou pak zůstává stupeň černosti proudu spalin, která se určí dle:

$$a = 1 - e^{-k.p.s} \quad [1] \quad 7.19$$

Součin $k.p.s$ v exponentu představuje optickou hustotu spalin, který se pro deskové a svazkové konvekční plochy určí jako:

$$k.p.s = (k_s.r_s + k_p.\mu_{pk}).p.s \quad [1] \quad 7.20$$

V následujících vztazích bude naznačen postup stanovení jednotlivých členů ze vztahu 7.20. První součin představuje zeslabení sálání tří atomovými plyny, další součin pak zohledňuje zeslabení sálání tuhými částicemi (popílkem ve spalinách). Tento vliv se zanedbává při spalování všech paliv v roštovém ohništi.

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy s [m] se určuje podle konkrétního provedení výhřevné plochy. Pro případ deskového přehříváku je použit vztah 4.21. Rozměr A, B, C [m] je výška, šířka a hloubka volného prostoru mezi deskami (rozměry převzaty z dokumentace VPE a.s.).

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}} \quad [m] \quad 7.21$$

Pro určení součinitele zeslabení sálání tří atomovými plyny podle 7.25 je nutné znát objemovou koncentraci tří atomových plynů ve spalinách, která je určena vztahy 7.22-24.

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (\kappa_v - 1).(\alpha_{vzd} - 1).O_{vs,min}}{O_{sv} + (\alpha_{vzd} - 1).O_{vv,min}} \quad [1] \quad 7.22$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{sv} + (\alpha_{vzd} - 1).O_{vv,min}} \quad [1] \quad 7.23$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad [1] \quad 7.24$$

$$k_s.r_s = \left(\frac{7,8 + 16.r_{H_2O}}{3,16.\sqrt{p_{s.s}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) . r_s \quad [1] \quad 7.25$$

Celkový parciální tlak tří atomových plynů ve spalínách p_s , který se objevuje ve vztahu 7.25, je určen tímto vztahem.

$$p_s = r_s \cdot p \quad [\text{MPa}] \quad 7.26$$

Výsledné hodnoty pro jednotlivé stavy jsou uvedeny v příloze 3.

7.5. Součinitel zanesení výhřevné plochy

Povrch konvekčních svazků je zanášen popílkovými částicemi ze spalín. Ty mohou vytvořit souvislou vrstvu, která má vlastnosti tepelného izolantu a zhoršuje tak přenos tepla. Je tedy třeba posoudit vliv zanesení na tepelný tok stěnou trubky. Problémem je však určit přesné vlastnosti nánosu a tloušťku nánosu, která navíc bývá proměnlivá. Při návrhu se používá součinitel zanesení podle 7.27. Je závislý na rychlosti proudění spalín, na průměru a uspořádání trubek a na frakčním rozložení popílkových částic (tedy na velikosti částic).

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad 7.27$$

kde C_D představuje opravný koeficient na průměr trubek, C_f je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, ε_0 je základní hodnota zanesení a $\Delta\varepsilon$ přírážka zohledňující druh paliva a způsob čištění výhřevných ploch. Kromě přírážky $\Delta\varepsilon$ se všechny ostatní hodnoty určují z příslušných grafů.

7.6. Součinitel prostupu tepla

Stanovení součinitele prostupu tepla jsem provedl dvěma postupy. Pro STAV 1 a STAV 3 jsem použil vztahy dle [9] ve tvaru:

$$k = \frac{1/D}{1/\alpha_s + \Sigma 1/2 \cdot \lambda_i \cdot \ln(d_i/d_{i-1}) + 1/\alpha_p} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 7.28$$

V této rovnici se objevuje součinitele tepelné vodivosti pro ocel, ochranný segment a nános (jeho vlastnosti byly zvoleny), součinitel přestupu tepla ze spalín α_s $[W.m^{-2}.K^{-1}]$, který je složen ze sálavé a konvekční složky, a součinitel přestupu tepla z páry α_p $[W.m^{-2}.K^{-1}]$. Stanoví se podle následujících vztahů:

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{d_{pot}} \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad 7.29$$

$$\alpha_{sp,kon} = \frac{Nu_{sp} \cdot \lambda_{sp}}{d_{ekv}} \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad 7.30$$

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot \alpha_{sp,kon} + \alpha_{sp,kon} \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad 7.31$$

Ve vztahu 7.31 se objevuje součinitel omývání plochy ω [1]. Při výpočtu STAVU 2 se na trubce předpokládá vznik nánosů z popílku. Jelikož neznám jeho tloušťku ani fyzikální vlastnosti, tak jsem zvolil jeho tloušťku 2 mm a dopočítal jeho tepelnou vodivost (v porovnání s čistou trubkou). Tyto vlastnosti jsem pak použil při výpočtu STAVU 4 za předpokladu, že vznikne stejný teoretický nános jako ve STAVU 2.

Pro zbylé dva stavy jsem při výpočtu vycházel z elektrotepelné analogie, která předpokládá, že napětí U odpovídá tepelnému potenciálu Δt , proud I pak odpovídá tepelnému toku q a R představuje tepelný odpor. Výsledný součinitel prostupu tepla tedy je stanoven jako:

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{k_i} \quad [W.m^{-2}.K^{-1}] \quad 7.32$$

Tepelný tok stěnou jsem určil dle:

$$q = k \cdot (t_p - t_{sp}) \quad [W.m^{-2}] \quad 7.33$$

Teplota libovolné stěny:

$$t_x = t_1 - q \cdot d \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2} + \sum \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left(\frac{d_{i+1}}{d_i} \right) \right) \quad [C] \quad 7.34$$

Celý výpočet byl proveden v programu EES. Výsledné hodnoty pro jednotlivé stavy jsou uvedeny v následující tabulce 7.

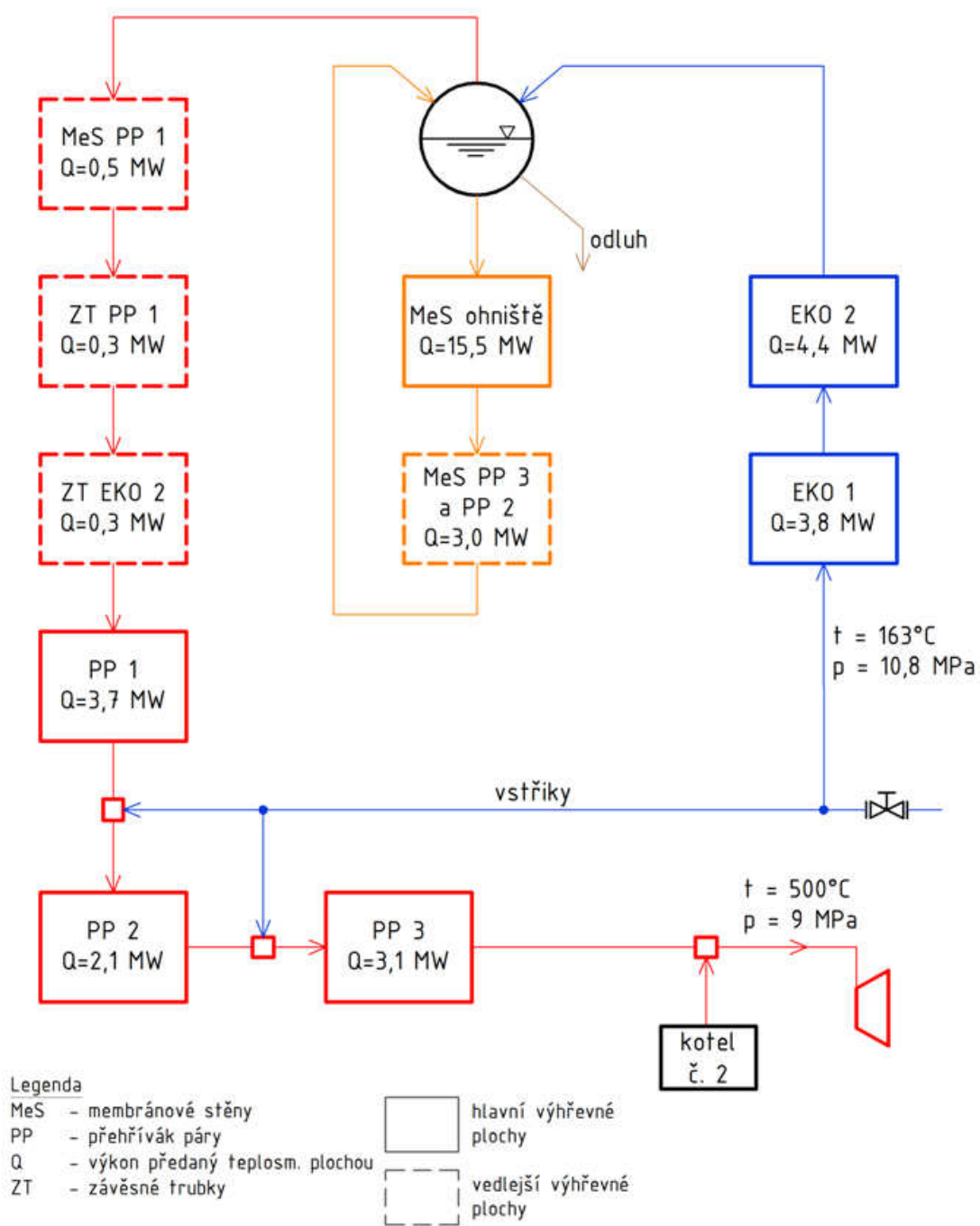
		STAV 1	STAV 2	STAV 3	STAV 4
α_p	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	1625	1625	1625	1625
$\alpha_{\text{sp,sal}}$	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	15,5	17,76	18,04	18,05
$\alpha_{\text{sp,kon}}$	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	653,9	653,9	589,4	589,5
α_{sp}	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	669,4	671,7	607,5	607,5
ε_{zas}	[1]	0	0,0192	0	0,0192
k_{celk}	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	52,03	46,94	29,08	29,82
q_{celk}	$[\text{kW.m}^{-1}]$	15,61	14,08	8,73	8,95

Tabulka 7: Hodnoty tepelného toku a součinitel prostupu tepla

Pro jistotu ještě jednou popíšu jednotlivé stavy. STAV 1 předpokládá naprosto čisté spaliny, tedy bez obsahu popílkových a jiných drobných částic. V důsledku toho nebude na povrchu trubky vznikat nános, který by omezoval prostup tepla. STAV 2 naproti tomu předpokládá reálné spaliny i s obsahem popílku a nános na povrchu trubky tedy bude vznikat a zhoršovat prostup tepla. Obdobná situace jako v prvním případě je i u STAV 3, s tím rozdílem, že je ocelový povrch trubka opatřen vnější ochranou, na které nebude vznikat nános. STAV 4 má z hlediska prostupu tepla nejhorší vlastnosti, protože je trubka opatřena vnější ochranou, na níž se navíc bude vytvářet nános.

7.7. Velikost teplosměnné plochy

Na základě tepelně-bilančních výpočtů bylo zvoleno koncepční uspořádání teplosměnných ploch v kotli, jejich zapojení na straně voda-pára, viz obrázek 7-1. Pomocí programu SteamPRO a SteamMASTER 20 byl proveden návrh kotle o zvolených parametrech, včetně velikosti jednotlivých teplosměnných ploch, předběžného pevnostního, hydraulického a aerodynamického výpočtu.



Obr. 7-1. Schéma zapojení voda-pára [2]

Při návrhu velikosti teplosměnné plochy výstupního přehříváku páry PP3 a přehříváku páry PP2 vycházím z teplot stanovených z tepelného výpočtu dle [2] a z požadovaných jmenovitých parametrů.

Základní parametry:		
parní výkon	49	t-h
teplota napájecí vody	163	°C
teplota přehřáté páry	503	°C
tlak přehřáté páry	94,5	bar
výrobní teplo kotle	36 750	kW _t
účinnost kotle	82,5	%
výhřevnost TKO	10 952	kJ/kg
množství TKO	14,10	t/h
teplota primárního vzduchu	130	°C
Teplota média:		
za ohřívákem vody	271	°C
v bubnu	317	°C
za stěnovým přehřívákem PP1	326	°C
za hadovým přehřívákem PP1	375	°C
za deskovým přehřívákem PP2	420	°C
za deskovým přehřívákem PP3	503	°C
Teploty spalín:		
za ohništěm	805	°C
za deskovým přehřívákem PP3	638	°C
za deskovým přehřívákem PP2	520	°C
před hadovým přehřívákem PP1	500	°C
před ohřívákem vody EKO2	398	°C
před ohřívákem vody EKO1	275	°C
na výstupu z kotle	190	°C

Tabulka 8: Provozní parametry kotle

Z těchto parametrů jsem určil entalpie pomocí softwaru EES a následně tepelný výkon přehříváků Q_{PP2} [MW] a Q_{PP3} [MW].

$$h_{PP2,vstup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_{PP2,vstup}; P=P_{PP2,vstup})$$

$$h_{PP2,vstup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=375; P=10350)$$

$$h_{PP2,vstup} = 3\,007 \quad \left[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \quad 7.35$$

$$h_{PP3,vstup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_{PP3,vstup}; P=P_{PP3,vstup})$$

$$h_{PP3,vstup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=420; P=9800)$$

$$h_{PP3,vstup} = 3\,161 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 7.36$$

$$h_{PP3,vystup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_{PP3,vystup}; P=P_{PP3,vystup})$$

$$h_{PP3,vystup} = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=500; P=9000)$$

$$h_{PP3,vystup} = 3\,390 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 7.37$$

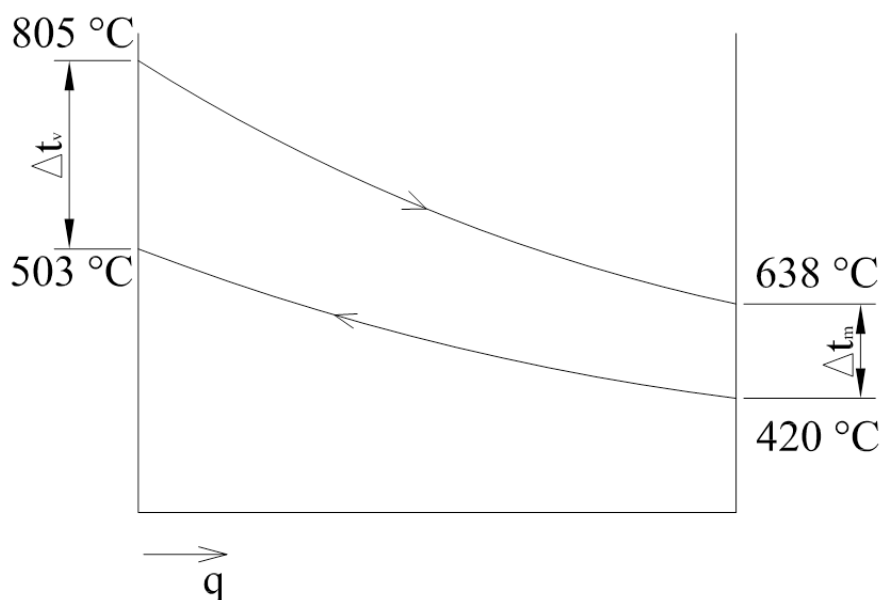
$$Q_{PP2} = \dot{m}_{pp} \cdot (h_{PP3,vstup} - h_{PP2,vstup})$$

$$Q_{PP2} = 13,61 \cdot (3161 - 3007) = 2,1 \quad [\text{MW}] \quad 7.38$$

$$Q_{PP3} = \dot{m}_{pp} \cdot (h_{PP3,vystup} - h_{PP3,vstup})$$

$$Q_{PP2} = 13,61 \cdot (3390 - 3161) = 3,1 \quad [\text{MW}] \quad 7.39$$

Střední logaritmický teplotní spád, pro přehřívák PP3.



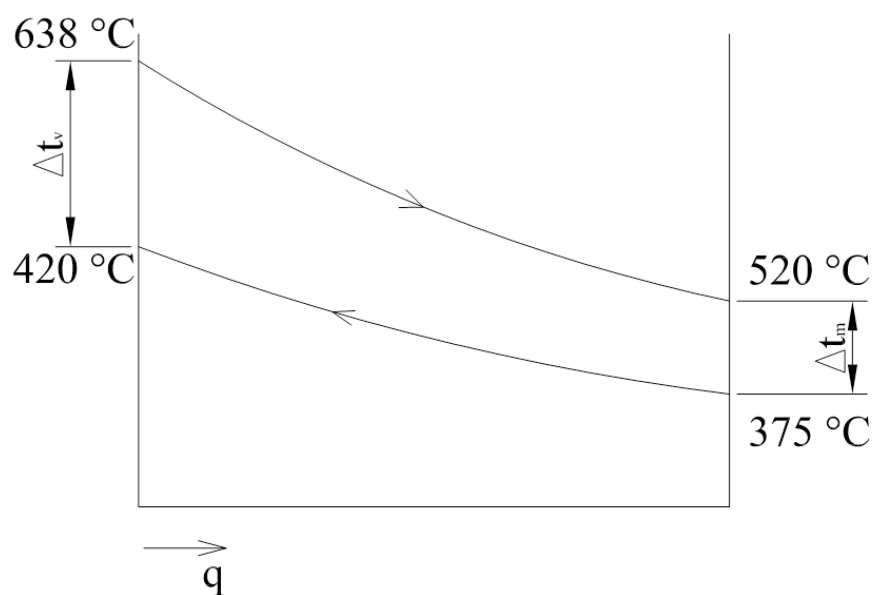
Obr. 7-2. Teplotní spád přehříváku PP3

$$\Delta t_{PP3} = \frac{t_v - t_m}{\ln t_v / t_m} = \frac{(805 - 503) - (638 - 420)}{\ln(805 - 503) / (638 - 420)} = 255,7 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 7.40$$

Velikost teplosměnné plochy přehříváku PP3:

$$S_{PP3} = \frac{Q_{PP3}}{k_{PP3} \cdot \Delta t_{PP3}} = \frac{3100000}{41,47 \cdot 255,7} = 622 \quad [\text{m}^2] \quad 7.41$$

Střední logaritmický teplotní spád, pro přehřívák PP2.



Obr. 7-3. Teplotní spád přehříváku PP2

$$\Delta t_{PP2} = \frac{t_v - t_m}{\ln t_v / t_m} = \frac{(638 - 420) - (520 - 375)}{\ln(638 - 420) / (520 - 375)} = 179 \quad [^\circ\text{C}] \quad 7.42$$

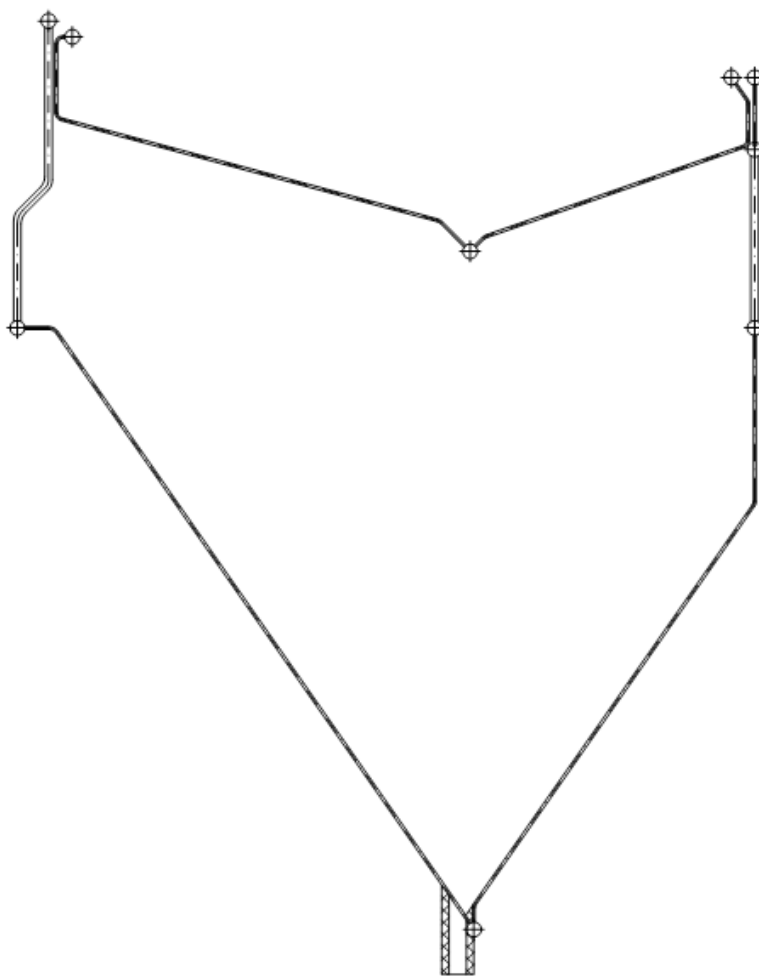
Velikost teplosměnné plochy přehříváku PP2:

$$S_{PP2} = \frac{Q_{PP2}}{k_{PP2} \cdot \Delta t_{PP2}} = \frac{2100000}{41,47 \cdot 255,7} = 328 \quad [\text{m}^2] \quad 7.43$$

Celková délka trubky přehříváku PP3.

$$L_{tr,PP3,celk} = \frac{S_{PP3}}{\pi \cdot d_{vnjesi}} = \frac{622}{3,14 \cdot 0,051} = 3885 \quad [\text{m}] \quad 7.44$$

Teplosměnná plocha výstupního přehříváku PP3 bude tvořena třemi řadami desek. Desky budou vyrobeny z navzájem propojených 16 trubek a budou umístěny v osmi sloupcích. Stěny traktu budou tvořeny z MeS, které budou zapojeny jako výparník. Spodní část bude tvořit výsypka pro odvod popílku. Výsypka bude snadno demontovatelná pro potřeby výměny a opravy teplosměnných ploch přehříváku. Horní část se bude z každé strany svažovat tak, aby bylo možno odvodnit potrubí výparníku. Schéma traktu je uvedeno na obrázku 7-5.



Obr. 7-5. Schéma traktu kotle

Výsypka ve spodní části traktu bude tvořena plechy, případně vyzdívkou. Odváděný popílek bude padat šnekový dopravník, který bude kontinuálně odvádět popílek do následujících technologií zpracování popílku. Průchod popílku přes membránovou stěnu bude vytvořen ze zahuštěných trubek, kdy vždy dvě trubky budou spojeny do jedné a zároveň zde nebudou trubky spojeny praporky.

8. Zhodnocení

Mým úkolem bylo navrhnout novou koncepci výstupního přehříváku páry pro kotel spalovny komunálního odpadu s vyššími parametry páry. Při návrhu jsem vycházel z již zpracované koncepce takového zařízení od společnosti Vítkovice Power Engineering a.s. Důraz při návrhu jsem kladl na vyšší životnost zařízení v silně korozním prostředí. Původní návrh předpokládal, že bude druhý tah kotle rozdělen mezistěnou na dvě části, přičemž v každé budou umístěny deskové svazky výstupního přehříváku páry PP3 a přehříváku páry PP2. Oba se nacházejí v oblasti s vyšší teplotou spalin. Desky jsou nahoře zaústěny do komor mimo spaliny a ve spodní části do komor ve spalinách. Pod oběma přehříváky je výsypka, kterou možno snadno odsunout a vznikne tím montážní otvor.

Nová koncepce předpokládá, že přehřívák páry PP2 bude mít stejný výkon jako původní pouze s tím rozdílem, že zde nastanou jiné podmínky obtékání spalinami. Tah kotle totiž nebude rozdělen mezistěnou. V důsledku toho se změní proudění, které je v původním tahu nejprve příčné, následně přechodné a ve střední části podélné. Ve spodní části přehříváku dochází opět k přechodu na příčné proudění. V mém návrhu předpokládám pouze příčné proudění, které má z hlediska přestupu tepla lepší vlastnosti. Spodní část tahu již nebudou tvořit dvě demontovatelné výsypky, ale membránové stěny pod úhlem 35°. V nejnižším místě se nachází společná komora a ústí pro odvod popílku. Hlavní rozdíl pak tvoří konstrukce výstupního přehříváku, který bude opatřen vnější ochranou, což umožní zvýšení parametrů páry díky vyšší odolnosti proti korozním vlivům.

Umístění membránových stěn do spodní části tahu má za následek zvětšení teplosměnné plochy výparníku a změnu předaného tepelného výkonu v tomto prostoru. V důsledku toho poklesne i teplota spalin na výstupu z tohoto tahu. Změnu teplotních poměrů proto bude nutné kompenzovat změnou teplosměnné plochy ohříváku vody (resp. změnit jeho výkon) tak, aby byla udržena teplota spalin za kotlem.

9. Literatura

- [1] Vilimec L., Pietrosz T.: *Možnosti zvýšení účinnosti transformace primární energie komunálních odpadů při výrobě elektřiny a dopad na emise a produkci škodlivin*, firemní podklady VPE a.s.
- [2] Stárek K., Ševelová K.: *Spalovna komunálního odpadu, modelové simulace vlivu parametrů páry na oběh, materiálový výzkum*, firemní podklady VPE a.s.
- [3] Ševelová K., Stárek K., Berka I., Herosch J., Salvat P.: *Parní kotle – návody do cvičení*, VŠB-TU Ostrava, 2007, 244 s. CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414
- [4] Skálová L.: *Provozní zkušenosti spalovny komunálních odpadů TERMIZO a.s.*, All for Power, 4/2009.
- [5] Hyžík J.: *Význam energetického využívání odpadu roste – I*, All for Power 1/2008
- [6] Kadlec Z., Blahož Z.: *Základy sdílení tepla – 2.vydání*, Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, Ostrava, 2000; ISBN: 80-902001-1-7
- [7] Kadlec Z.: *Sdílení tepla - návody do cvičení, skripta*, VŠB-TUO, 2006
- [8] Jícha M.: *Přenos tepla a látky*, skripta VUT, Brno, 2001, ISBN 80-214-2029-4
- [9] Dlouhý T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, skripta ČVUT, Praha, 2007; ISBN 978-80-01-03757-07
- [10] Vilimec L., Josiek J.: *Materiály a pevnostní dimenzování částí parních kotlů*, VŠB-TU Ostrava, 2009, 120s.
- [11] *Referenční dokument o nejlepších dostupných technologiích pro spalování odpadů*, Institut perspektivních technologických studií, Seville, 2005, 753 s.
- [12] Hyžík J.: *Kotle pro energetické využívání odpadu*, Asociace výzkumných organizací, Brno, ISBN 1801-306
- [13] Madsen O. H.: *Nová koncepce pece zlepšující elektrickou účinnost v elektrárnách spalujících odpad*, Babcock & Wilcox Völund, Dánsko
- [14] Westermann J.: *The new standard for recovery of sustainable energy, metals and building materials from urban waste*, City of Amsterdam Afval Energie Bedrijf, 2006
- [15] Grantový projekt 2A-3TP1/087, MPO Trvalá prosperita, *Výzkum technologie procesu a optimalizace konstrukce spalovacích pecí na komunální odpad, zajišťující zvýšení účinnosti transformace energie*, VPE a.s.
- [16] Pietrosz T., Vilimec L., Stárek K.: *Účinnost transformace primární energie komunálních odpadů při výrobě elektřiny a možnosti jejího zvýšení*, firemní podklady VPE a.s.

- [17] Mlnář J, Cizner J.: *Provozní zkoušky ochranných nástřiků v prostředí spalín ve spalovnách komunálního odpadu*, SVÚM, Praha, 2008
- [18] Cizner J, Hruška J., Švabík V., Köhler P., Ferencei V.: *Vysokoteplotní degradace přehřívákových trubek po dlouhodobém provozu v prostředí spaloven komunálního odpadu*, Odpadové fórum Kouty nad Desnou 2010
- [19] Honner M., Bartel V.: *Povlaky s vysokou emisivitou metody jejich vysokoteplotního testování*, Konference Žiaromateriály, pece a tepelné izolácie, Nový Smokovec, 2010
- [20] Noskievič P.: *Spalování uhlí*, VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0204-X
- [21] Malaťák J.: *Termické zpracování odpadů – spalovny*, ČZU Praha, 2006
- [22] Theis W., Büttendender B.: *Ersatzverbrennungseinheiten der Müllverbrennungsanlage Solingen*, EVT – Energie und Umwelttechnik, 1994
- [23] Vilimec L.: *Stavba kotlů I - druhé přepracované vydání*, VŠB-TU Ostrava, 2006, 118 s., ISBN 80-248-0076-4.
- [24] Vilimec L.: *Stavba kotlů II*, VŠB-TU Ostrava, 2008, 152s., ISBN 978-80-248-1716-3.
- [25] Černý V., Janeba B., Teyssler J.: *Parní kotle*, SNTL, Praha, 1983, 864 s.
- [26] Hyžík J.: *Alternativní technologie odpadového hospodářství či technologie šílenství?*, Efektivní energetika, Sölden, 2007, ISBN 80-248-1063-8
- [27] Paulsen W., Büttendender B.: *Betriebserfahrungen der Müllverbrennungsanlage Hameln*, Sonderdruck aus EVT-Register 55/1996
- [28] Dlouhý T.: *Potenciál pro zlepšení účinnosti elektrárenských kotlů*, Habilitační přednáška ČVUT, Praha, 2005
- [29] Karafiát J.: *Sborník technických řešení zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla*, ORTEP s.r.o., Praha, 2006